

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR ÈS-SCIENCES PHYSIQUES

PAR

ANDRÉ PLANIOL

1^{re} THÈSE

RECHERCHES sur les PERTES par FROTTEMENT dans les MOTEURS à EXPLOSIONS

2^e THÈSE

PROPOSITIONS DONNÉES par la FACULTÉ

Soutenues le *30 Juin* 1924, devant la Commission d'Examen

Jury . . .	{	MM. KENIGS	{	Président
		COTTON		
		VILLEY		Examineurs

SÉRIE A, N° 984

N° D'ORDRE :

1.814

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR ÈS-SCIENCES PHYSIQUES

PAR

ANDRÉ PLANIOL



1^{re} THÈSE

RECHERCHES sur les PERTES par FROTTEMENT dans les MOTEURS à EXPLOSIONS

2^e THÈSE

PROPOSITIONS DONNÉES par la FACULTÉ

Soutenues le

1924, devant la Commission d'Examen

Jury . . .

{ MM. KENIGS
COTTON
VILLEY }

Président

Examineurs

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

MM.

<i>Doyen</i>	MOLLIARD, <i>Professeur</i> .	Physiologie végétale.
<i>Doyen honoraire</i>	P. APPELL.	
<i>Professeurs honoraires</i> ..	P. PUISEUX.	
	VÉLAIN.	
	BOUSSINESQ.	
	PRUVOT.	
<i>Professeurs</i>	ÉMILE PICARD	Analyse supérieure et algèbre supérieure.
	KÖNIGS	Mécanique physique et expérimentale.
	GOURSAT	Calcul différentiel et calcul intégral.
	HALLER.....	Chimie organique.
	JOANNIS	Chimie (Enseignement P. C. N.).
	JANET	Electrotechnique générale.
	WALLERANT	Minéralogie.
	ANDOYER.....	Astronomie.
	PAINLEVÉ.....	Mécanique analytique et mécanique céleste.
	HAUG.....	Géologie.
	H. LE CHATELIER	Chimie générale.
	Gabriel BERTRAND.....	Chimie biologique.
	M ^{me} P. CURIE.....	Physique générale et radioactivité.
	CAULLERY.....	Zoologie (Evolution des êtres organisés).
	C. CHABRIÉ.....	Chimie appliquée.
	G. URBAIN.....	Chimie minérale.
	Émile BOREL.....	Calcul des probabilités et Physique mathém.
	MARCHIS.....	Aviation.
	Jean PERRIN.....	Chimie physique.
	ABRAHAM.....	Physique.
	CARTAN.....	Mécanique rationnelle.
	LAPICQUE	Physiologie.
	GENTIL.....	Géographie physique.
	VESSIOU.....	Théorie des groupes et calcul des variations.
	COTTON.....	Physique générale.
	DRACH	Application de l'analyse à la géométrie.
	C. FABRY.....	Physique.
	Charles PÉREZ.....	Zoologie.
	LEDUC	Physique théorique et physique céleste.
	Léon BERTRAND	Géologie appliquée et géologie régionale.
	DANGEARD.....	Botanique.
	LESPIEAU.....	Théories chimiques.
	RABAUD.....	Biologie expérimentale.
	PORTIER.....	Physiologie comparée.
	MAURAIN.....	Physique du globe.
	MONTEL.....	Mathématiques générales.
	WINTREBERT	Anatomie et histologie comparées.
	DUBOSCQ.....	Biologie maritime
	N.....	Géométrie supérieure.
	HÉROUARD.....	Zoologie.
	Rémy PERRIER.....	Zoologie (Enseignement P. C. N.).
	SAGNAC.....	Physique théorique et physique céleste.
	BLAISE	Chimie organique.
	PÉCHARD.....	Chimie (Enseignement P. C. N.).
	AUGER	Chimie analytique.
	M. GUICHARD	Chimie minérale.
	GUILLET.....	Physique.
	JULIA.....	Mathématiques générales.
	MAUGUIN.....	Minéralogie.
	BLARINGHEM.....	Botanique.
	MICHEL-LÉVY	Pétrographie.
<i>Secrétaire</i>	Daniel TOMBECK.	

SÉRIE A, N° 984

N° D'ORDRE :

1.814

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR ÈS-SCIENCES PHYSIQUES

PAR

ANDRÉ PLANIOL



1^{re} THÈSE

RECHERCHES sur les PERTES par FROTTEMENT dans les MOTEURS à EXPLOSIONS

2^e THÈSE

PROPOSITIONS DONNÉES par la FACULTÉ

Soutenues le *30 Juin* 1924, devant la Commission d'Examen

Jury . . .	{	MM. KENIGS	Président
		COTTON	Examineurs
		VILLEY	

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

MM.

<i>Doyen</i>	MOLLIARD, <i>Professeur</i> .	Physiologie végétale.
<i>Doyen honoraire</i>	P. APPELL.	
<i>Professeurs honoraires</i> ..	P. PUISEUX.	
	VÉLAIN.	
	BOUSSINESQ.	
	PRUVOT.	
<i>Professeurs</i>	ÉMILE PICARD	Analyse supérieure et algèbre supérieure.
	KÖNIGS	Mécanique physique et expérimentale.
	GOURSAT	Calcul différentiel et calcul intégral.
	HALLER.....	Chimie organique.
	JOANNIS	Chimie (Enseignement P. C. N.).
	JANET	Electrotechnique générale.
	WALLERANT	Minéralogie.
	ANDOYER.....	Astronomie.
	PAINLEVÉ.....	Mécanique analytique et mécanique céleste.
	HAUG.....	Géologie.
	H. LE CHATELIER	Chimie générale.
	Gabriel BERTRAND.....	Chimie biologique.
	Mme P. CURIE.....	Physique générale et radioactivité.
	CAULLERY	Zoologie (Evolution des êtres organisés).
	C. CHABRIÉ.....	Chimie appliquée.
	G. URBAIN.....	Chimie minérale.
	Émile BOREL	Calcul des probabilités et Physique mathém.
	MARCHIS.....	Aviation.
	Jean PERRIN.....	Chimie physique.
	ABRAHAM.....	Physique.
	CARTAN.....	Mécanique rationnelle.
	LAPICQUE	Physiologie.
	GENTIL.....	Géographie physique.
	VESSIOT.....	Théorie des groupes et calcul des variations.
	COTTON.....	Physique générale.
	DRACH	Application de l'analyse à la géométrie.
	C. FABRY.....	Physique.
	Charles PÉREZ.....	Zoologie.
	LEDUC	Physique théorique et physique céleste.
	Léon BERTRAND	Géologie appliquée et géologie régionale.
	DANGEARD.....	Botanique.
	LESPIEAU.....	Théories chimiques.
	RABAUD	Biologie expérimentale.
	PORTIER.....	Physiologie comparée.
	MAURAIN.....	Physique du globe.
	MONTEL.....	Mathématiques générales.
	WINTREBERT	Anatomie et histologie comparées.
	DUBOSCQ.....	Biologie maritime
	N.....	Géométrie supérieure.
	HÉROUARD.....	Zoologie.
	Rémy PERRIER.....	Zoologie (Enseignement P. C. N.).
	SAGNAC.....	Physique théorique et physique céleste.
	BLAISE.....	Chimie organique.
	PÉCHARD.....	Chimie (Enseignement P. C. N.).
	AUGER	Chimie analytique.
	M. GUICHARD.....	Chimie minérale.
	GUILLET.....	Physique.
	JULIA.....	Mathématiques générales.
	MAUGUIN.....	Minéralogie.
<i>Secrétaire</i>	BLARINGHEM.....	Botanique.
	MICHEL-LÉVY.....	Pétrographie.
	Daniel TOMBECK.	

RECHERCHES
SUR LES PERTES PAR FROTTEMENT
DANS LES
MOTEURS A EXPLOSIONS

RECHERCHES
SUR LES PERTES PAR FROTTEMENT
DANS LES
MOTEURS A EXPLOSIONS

CHAPITRE PREMIER

Principales Recherches faites sur les Frottements dans les Machines Motrices

L'étude du rendement organique constitue, dans la théorie des machines motrices thermiques, l'une des parties les moins connues, vraisemblablement en raison des difficultés introduites dans sa détermination expérimentale par la multiplicité des causes de variation des pertes par frottements qui en fixent la valeur: la détermination de ces pertes présente, cependant, un intérêt tout particulier, car elles constituent un critère précieux de la qualité mécanique de la machine.

On doit même y voir un des plus importants facteurs déterminant les limites imposées par les ressources actuelles de la construction mécanique à l'accroissement du rendement d'ensemble des cycles moteurs. Tout gain réalisé sur ces pertes se traduit immédiatement par de nouvelles possibilités d'amélioration thermodynamique des cycles utilisés: nous reviendrons, d'ailleurs, sur cette question à la fin du présent travail.

Les recherches faites sur ce sujet, cependant assez mal connu, ont été très nombreuses, surtout en ce qui concerne la machine à vapeur.

Bien qu'il existe entre les deux genres de moteurs, à vapeur et à explosions, des différences fondamentales au point de vue du fonctionnement mécanique, il n'est pas sans utilité de rappeler les résultats acquis par divers auteurs sur l'une et l'autre de ces machines.

Il apparaîtra, de la comparaison de ces résultats, que même en ce qui concerne la machine à vapeur, l'unanimité est loin d'être faite.

TITRE PREMIER. — La MACHINE à VAPEUR

§ A. — Travaux de Thurston.

Thurston (1) a réuni un grand nombre de documents expérimentaux, souvent personnels, qui forment le plus important travail sur la question et dont nous allons résumer succinctement les principaux résultats.

Le procédé des anciens ingénieurs consistant à admettre l'invariance des pertes en fonction de la charge est mis en parallèle avec les résultats de la formule de Pambour.

$$R = (1 + f) R_1 + R_0$$

où R représente la résistance totale, R_1 la résistance du travail net accompli par la machine, R_0 le travail absorbé par les frottements de la machine elle-même.

Il ressort du texte de l'auteur que la quantité représentée par R_0 est, en réalité, le travail résistant de la machine en marche à vide, déduit de la mesure du diagramme pris dans ces conditions; R_1 le travail résistant utile, et R le travail moteur indiqué.

(1) THURSTON, *Traité de la Machine à Vapeur*, T. I, p. 550.

Tout en acceptant la forme théorique de cette relation, Thurston conteste son adaptation aux résultats pratiques, car les articulations soumises aux efforts moteurs ne causent, d'après lui, qu'une faible partie des pertes, en raison des coefficients de frottement très faibles et décroissants aux charges croissantes observés par lui dans les paliers de machines (1). L'auteur n'a pas tenu compte, dans ce qui précède, des forces d'inertie, invariables à vitesse constante.

Le total des pertes par frottement, total provenant des parties suivantes: paliers moteurs, bouton de manivelle, crosse, articulations de distribution, presse-étoupe des tiges de piston et de tiroir, piston dans le cylindre, tiroir sur sa glace et pompes à air, correspond à un travail résistant équivalent à une pression effective de :

0 kg./cm² 07 pour machines puissantes et en bon état.

0 kg./cm² 35 pour petites machines de 25 à 50 chevaux.

Un essai d'Aldrich et Mitchell sur une machine monocylindrique de 293 mm. d'alésage et 356 mm. de course fait à la vitesse de 230 t./m. avec une puissance de 4 à 50 CV et des pressions d'introduction de 3 à 6 kg./cm² a donné lieu à des pertes organiques variant de 2 CV 06 à 4 CV 02 de façon irrégulière et semblant indépendantes de la puissance.

D'autre part, un essai de Day et Riley sur une machine monocylindrique de 175 mm. d'alésage et 305 mm. de course a montré que les pertes croissaient avec la pression à l'admission.

Soient :

p_m la pression moyenne nécessaire pour vaincre les frottements, et p_a la pression à l'admission dans la boîte à tiroir, on observe que :

p_a passant par les valeurs successives.....	1,7	6	1 kg./cm ² 5
p_m prend les valeurs correspondantes.....	0,14	0,35	0 kg./cm ² 21

Thurston cite encore différents résultats d'essais que nous reproduisons avec les précédents dans la figure 1.

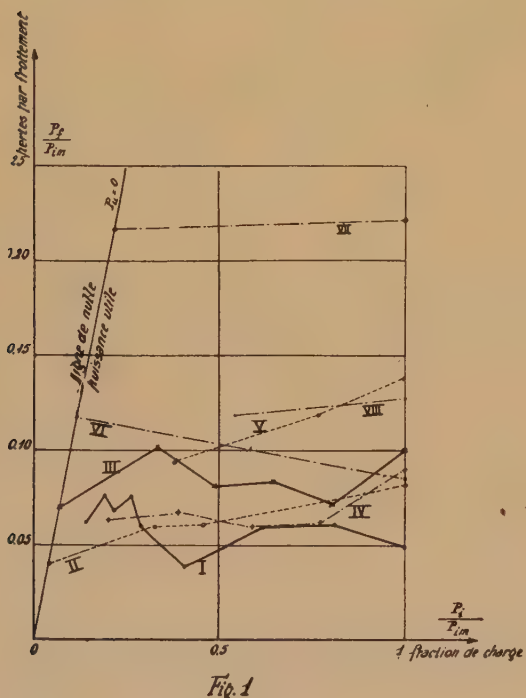


Fig. 1

et augmente avec elle dans un rapport encore mal connu et différent suivant les machines. On peut proposer la relation

$$R = R_0 + j R_1 + f(V)$$

ou, R représente la résistance totale R_1 la résistance due à la charge extérieure R_0 la résistance à vide et V la vitesse.

3° Le frottement augmente avec la pression de la vapeur dans une proportion analogue à celle qui accompagne l'augmentation de vitesse.

Aucun de ces modes de variation n'est susceptible d'une représentation algébrique convenable.

(1) THURSTON, *Friction and lost Work*, chap. VII.

CHAPITRE PREMIER

Principales Recherches faites sur les Frottements dans les Machines Motrices

L'étude du rendement organique constitue, dans la théorie des machines motrices thermiques, l'une des parties les moins connues, vraisemblablement en raison des difficultés introduites dans sa détermination expérimentale par la multiplicité des causes de variation des pertes par frottements qui en fixent la valeur: la détermination de ces pertes présente, cependant, un intérêt tout particulier, car elles constituent un critère précieux de la qualité mécanique de la machine.

On doit même y voir un des plus importants facteurs déterminant les limites imposées par les ressources actuelles de la construction mécanique à l'accroissement du rendement d'ensemble des cycles moteurs. Tout gain réalisé sur ces pertes se traduit immédiatement par de nouvelles possibilités d'amélioration thermodynamique des cycles utilisés: nous reviendrons, d'ailleurs, sur cette question à la fin du présent travail.

Les recherches faites sur ce sujet, cependant assez mal connu, ont été très nombreuses, surtout en ce qui concerne la machine à vapeur.

Bien qu'il existe entre les deux genres de moteurs, à vapeur et à explosions, des différences fondamentales au point de vue du fonctionnement mécanique, il n'est pas sans utilité de rappeler les résultats acquis par divers auteurs sur l'une et l'autre de ces machines.

Il apparaîtra, de la comparaison de ces résultats, que même en ce qui concerne la machine à vapeur, l'unanimité est loin d'être faite.

TITRE PREMIER. — La MACHINE à VAPEUR

§ A. — Travaux de Thurston.

Thurston (1) a réuni un grand nombre de documents expérimentaux, souvent personnels, qui forment le plus important travail sur la question et dont nous allons résumer succinctement les principaux résultats.

Le procédé des anciens ingénieurs consistant à admettre l'invariance des pertes en fonction de la charge est mis en parallèle avec les résultats de la formule de Pambour.

$$R = (1 + f) R_1 + R_0$$

où R représente la résistance totale, R_1 la résistance du travail net accompli par la machine, R_0 le travail absorbé par les frottements de la machine elle-même.

Il ressort du texte de l'auteur que la quantité représentée par R_0 est, en réalité, le travail résistant de la machine en marche à vide, déduit de la mesure du diagramme pris dans ces conditions; R_1 le travail résistant utile, et R le travail moteur indiqué.

(1) THURSTON, *Traité de la Machine à Vapeur*, T. I, p. 550.

Tout en acceptant la forme théorique de cette relation, Thurston conteste son adaptation aux résultats pratiques, car les articulations soumises aux efforts moteurs ne causent, d'après lui, qu'une faible partie des pertes, en raison des coefficients de frottement très faibles et décroissants aux charges croissantes observés par lui dans les paliers de machines (1). L'auteur n'a pas tenu compte, dans ce qui précède, des forces d'inertie, invariables à vitesse constante.

Le total des pertes par frottement, total provenant des parties suivantes : paliers moteurs, bouton de manivelle, crosse, articulations de distribution, presse-étoupe des tiges de piston et de tiroir, piston dans le cylindre, tiroir sur sa glace et pompes à air, correspond à un travail résistant équivalent à une pression effective de :

0 kg./cm² 07 pour machines puissantes et en bon état.

0 kg./cm² 35 pour petites machines de 25 à 50 chevaux.

Un essai d'Aldrich et Mitchell sur une machine monocylindrique de 293 mm. d'alésage et 356 mm. de course fait à la vitesse de 230 t./m. avec une puissance de 4 à 50 CV et des pressions d'introduction de 3 à 6 kg./cm² a donné lieu à des pertes organiques variant de 2 CV 06 à 4 CV 02 de façon irrégulière et semblant indépendantes de la puissance.

D'autre part, un essai de Day et Riley sur une machine monocylindrique de 175 mm. d'alésage et 305 mm. de course a montré que les pertes croissaient avec la pression à l'admission.

Soient :

p_m la pression moyenne nécessaire pour vaincre les frottements, et p_a la pression à l'admission dans la boîte à tiroir, on observe que :

p_a passant par les valeurs successives.....	1,7	6	1 kg./cm ² 5
p_m prend les valeurs correspondantes.....	0,14	0,35	0 kg./cm ² 21

Thurston cite encore différents résultats d'essais que nous reproduisons avec les précédents dans la figure 1.

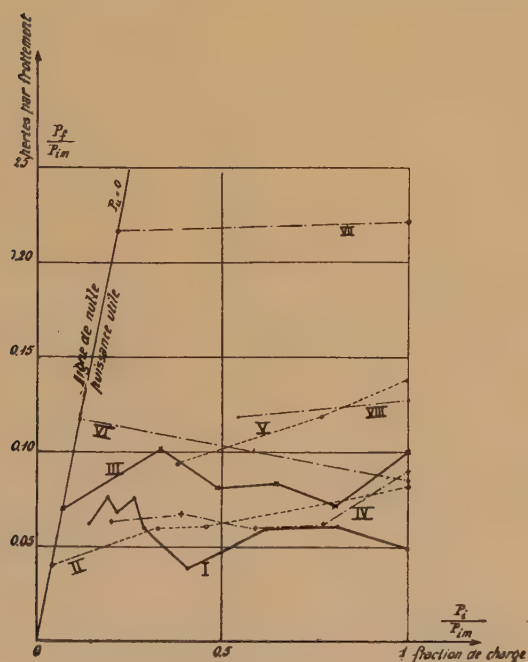


Fig. 1

Le mode de représentation adopté pour ce graphique, comme pour les suivants, a été choisi de façon à exprimer les résultats d'une façon aussi générale et indépendante des caractéristiques de la machine étudiée que possible, tout en mettant en évidence les valeurs des pertes par frottement qui forment le sujet de cette étude.

Pour cela, nous avons, pour chaque essai, porté en abscisse la fraction $\frac{P_i}{P_{im}}$ quotient de la puissance indiquée réalisée dans l'essai considéré P_i par la puissance indiquée maxima de la machine étudiée P_{im} , et en ordonnée la fraction $\frac{P_f}{P_i}$ de cette même puissance absorbée par les frottements qui causent une perte de puissance P_f .

Les conclusions de Thurston, au sujet de ces pertes, sont les suivantes :

1° Dans les bonnes machines sans condensation, le frottement est indépendant de la puissance, à vitesse constante comme à vitesse variable.

2° Le frottement est variable avec la vitesse et augmente avec elle dans un rapport encore mal connu et différent suivant les machines. On peut proposer la relation

$$R = R_0 + j R_1 + f(V)$$

ou. R représente la résistance totale R_1 la résistance due à la charge extérieure R_0 la résistance à vide et V la vitesse.

3° Le frottement augmente avec la pression de la vapeur dans une proportion analogue à celle qui accompagne l'augmentation de vitesse.

Aucun de ces modes de variation n'est susceptible d'une représentation algébrique convenable.

(1) THURSTON, *Friction and lost Work*, chap. VII.

4° Dans les cas examinés (ceux qui font l'objet de la *figure 1*), la résistance s'est montrée indépendante de la charge et le facteur j de la formule ci-dessus est nul.

5° Les coefficients de frottement dans les paliers ont été trouvés égaux, pour différentes machines, aux valeurs suivantes :

Dimensions de la machine.....	{	Alésage du cylindre..	152	305	178	533
		Course du piston....	305	457	254	508
Coefficients de frottements observés.....			0,06	0,05	0,08	0,04

On peut remarquer que la conclusion n° 4 de Thurston sur l'indépendance des résistances de frottement vis-à-vis de la puissance développée par la machine, ne peut être démentie par l'examen des résultats d'où elle est tirée, mais qu'il y a lieu de l'attribuer beaucoup plus à l'imprécision des mesures utilisées pour l'établir, plutôt qu'à la nature même des variations éventuelles du frottement.

Cette imprécision est mise en lumière d'une façon beaucoup plus frappante par l'examen du graphique, que par les tableaux de nombres que donne l'auteur dans son Ouvrage.

§ B. — Travaux de Bertin.

Plus récemment, Bertin (1) a exposé des idées dérivant de considérations théoriques sur les frottements, tirées principalement des essais faits à Cherbourg et à Indret par Joessel, au moyen de sa machine à essayer les huiles.

Il en déduit l'expression générale du coefficient de frottement dans une articulation

$$f = 0,04 S^{0,6} V^{0,06} P^{-0,6}$$

où P représente l'effort total supporté par l'articulation,

S sa surface,

V la vitesse relative des deux parties frottantes.

L'exposant de V étant très petit peut, d'après lui, être négligé dans la pratique et l'on a pour le travail absorbé dans l'articulation, dans l'unité de temps.

$$T_r = 0,04 P^{0,4} S^{0,6} V$$

C'est de cette formule que se sert l'auteur pour l'estimation théorique des frottements dans les machines.

Il décompose alors les résistances de frottement en deux parties :

1° Partie dépendant de la pression moyenne du diagramme p . Cette partie comprend les frottements des pièces suivantes, en prenant comme unité de force l'effort moteur moyen du piston, et comme unité de déplacement la course du piston ce qui donne le travail de frottement en fractions du travail moteur.

PIÈCES OU ARTICULATIONS de la MACHINE	PRESSION sur l'articulation en kg./cm²	COEFFICIENT de frottement correspondant	CHEMIN PARCOURU	EFFORT MOYEN subi par l'articulation	TRAVAIL de frottement
Glissière de crosse....	4	0,0225	1,0	0,15	0,0034
Pied de bielle.....	20	0,012	0,2	1,0	0,0024
Tête de bielle.....	20	0,012	0,65	1,0	0,0078
Paliers de vilebrequin.	20	0,012	0,65	1,0	0,0078
Palier de butée.....	3	0,026			0,0043
TOTAL.....					0,0257

2° Partie indépendante de p .

(1) BERTIN. *Traité des Machines Marines*, p. 347.

Aucun calcul théorique précis n'étant possible pour cette partie, l'auteur utilise des résultats obtenus par Thurston — et, d'ailleurs, publiés par lui dans l'Ouvrage cité plus haut — concernant la répartition des pertes observées sur différentes machines.

Ces résultats sont les suivants :

PIÈCES OU ARTICULATIONS de la machine	MACHINES À TIROIRS	MACHINES À TIROIRS
	non compensés	compensés
Arbre moteur.....	42,4	56,9
Tiroir	27,4	2,6
Piston et sa tige.....	16,1	21,6
Crosse, pied et tête de bielle....	14,1	18,9
TOTAL.....	100	100

Bertin, étudiant la question au point de vue des machines marines, lesquelles sont généralement munies de tiroirs compensés, a pris pour base de son calcul les chiffres afférents à cette catégorie, qui font ressortir à 18,9 o/o des pertes totales par frottements, les pertes provenant des organes considérés par lui comme soumis à la pression motrice : Tête et pied de bielle, crosse de la tige de piston sur sa glissière.

Ces pertes sont respectivement égales d'après le 1^{er} Tableau à 0,0078, 0,0024, 0,0034 du travail développé par la machine, soit au total 0,0136, d'après les valeurs obtenues théoriquement.

Le total des pertes par frottement serait alors :

$$\frac{100}{18,9} \times 0,0136 = 0,072,$$

si l'on admet la répartition des pertes de Thurston et la détermination en valeur absolue de celles-ci par Bertin, qui prend alors, comme valeur totale des pertes par frottements pour une machine marine à tiroirs compensés, 7 o/o.

Cet auteur expose ensuite une étude théorique du rendement mécanique u_n des machines marines à puissance variable, admettant que les frottements varient avec la puissance F_n et la vitesse N_n et sont de la forme

$$F_n = u_n F_n = \beta F \frac{F_n}{F} + \epsilon F \frac{N_n}{N}$$

où F et N représentent la puissance et la vitesse maxima.

Cette étude conduit l'auteur à des formules compliquées.

La puissance, dans les machines marines, variant comme le cube de la vitesse, on est fondé à négliger le terme en β , très petit, et conduit à adopter, pour représenter le rendement, la formule :

$$\frac{u_n}{u} = \frac{1}{u + (1 - u) \left(\frac{uF}{u_n F_n} \right)^{\frac{2}{3}}}$$

u étant le rendement mécanique à pleine charge.

Les résultats donnés par cette formule sont représentés *fig. 2* par les courbes I pour $u = 0,90$ et II pour $u = 0,85$, tracées toujours en portant en abscisses la fraction de charge $\frac{P_i}{P_{im}}$ soit ici $\frac{F_n}{F}$ et en ordonnées les pertes à cette charge $\frac{P_f}{P_{im}}$ soit ici $(1 - u_n) \frac{F_n}{F}$.

Il ne faut pas perdre de vue que, contrairement aux précédentes, ces deux courbes ne correspondent pas à une vitesse constante, mais que la vitesse y décroît en même temps que la puissance, ce qui a pour résultat de diminuer les pertes aux faibles puissances.

4° Dans les cas examinés (ceux qui font l'objet de la *figure 1*), la résistance s'est montrée indépendante de la charge et le facteur *j* de la formule ci-dessus est nul.

5° Les coefficients de frottement dans les paliers ont été trouvés égaux, pour différentes machines, aux valeurs suivantes:

Dimensions de la machine.....	Alésage du cylindre..	152	305	178	533
	Course du piston....	305	457	254	508
Coefficients de frottements observés.....		0,06	0,05	0,08	0,04

On peut remarquer que la conclusion n° 4 de Thurston sur l'indépendance des résistances de frottement vis-à-vis de la puissance développée par la machine, ne peut être démentie par l'examen des résultats d'où elle est tirée, mais qu'il y a lieu de l'attribuer beaucoup plus à l'imprécision des mesures utilisées pour l'établir, plutôt qu'à la nature même des variations éventuelles du frottement.

Cette imprécision est mise en lumière d'une façon beaucoup plus frappante par l'examen du graphique, que par les tableaux de nombres que donne l'auteur dans son Ouvrage.

§ B. — Travaux de Bertin.

Plus récemment, Bertin (1) a exposé des idées dérivant de considérations théoriques sur les frottements, tirées principalement des essais faits à Cherbourg et à Indret par Joessel, au moyen de sa machine à essayer les huiles.

Il en déduit l'expression générale du coefficient de frottement dans une articulation

$$f = 0,04 S^{0,6} V^{0,06} P^{-0,6}$$

où P représente l'effort total supporté par l'articulation,

S sa surface,

V la vitesse relative des deux parties frottantes.

L'exposant de V étant très petit peut, d'après lui, être négligé dans la pratique et l'on a pour le travail absorbé dans l'articulation, dans l'unité de temps.

$$Tr = 0,04 P^{0,4} S^{0,6} V$$

C'est de cette formule que se sert l'auteur pour l'estimation théorique des frottements dans les machines.

Il décompose alors les résistances de frottement en deux parties:

1° Partie dépendant de la pression moyenne du diagramme *p*. Cette partie comprend les frottements des pièces suivantes, en prenant comme unité de force l'effort moteur moyen du piston, et comme unité de déplacement la course du piston ce qui donne le travail de frottement en fractions du travail moteur.

PIÈCES OU ARTICULATIONS de la MACHINE	PRESSION sur l'articulation en kg./cm²	COEFFICIENT de frottement correspondant	CHEMIN PARCOURU	EFFORT MOYEN subi par l'articulation	TRAVAIL de frottement
Glissière de crosse....	4	0,0225	1,0	0,15	0,0034
Pied de bielle.....	20	0,012	0,2	1,0	0,0024
Tête de bielle.....	20	0,012	0,65	1,0	0,0078
Paliers de vilebrequin.	20	0,012	0,65	1,0	0,0078
Palier de butée.....	3	0,026			0,0043
TOTAL.....					0,0257

2° Partie indépendante de *p*.

(1) BERTIN. *Traité des Machines Marines*, p. 347.

Aucun calcul théorique précis n'étant possible pour cette partie, l'auteur utilise des résultats obtenus par Thurston — et, d'ailleurs, publiés par lui dans l'Ouvrage cité plus haut — concernant la répartition des pertes observées sur différentes machines.

Ces résultats sont les suivants :

PIÈCES OU ARTICULATIONS de la machine	MACHINES à TIROIRS	MACHINES à TIROIRS
	non compensés	compensés
Arbre moteur.....	42,4	56,9
Tiroir	27,4	2,6
Piston et sa tige.....	16,1	21,6
Crosse, pied et tête de bielle....	14,1	18,9
TOTAL.....	100	100

Bertin, étudiant la question au point de vue des machines marines, lesquelles sont généralement munies de tiroirs compensés, a pris pour base de son calcul les chiffres afférents à cette catégorie, qui font ressortir à 18,9 % des pertes totales par frottements, les pertes provenant des organes considérés par lui comme soumis à la pression motrice : Tête et pied de bielle, crosse de la tige de piston sur sa glissière.

Ces pertes sont respectivement égales d'après le 1^{er} Tableau à 0,0078, 0,0024, 0,0034 du travail développé par la machine, soit au total 0,0136, d'après les valeurs obtenues théoriquement.

Le total des pertes par frottement serait alors :

$$\frac{100}{18,9} \times 0,0136 = 0,072,$$

si l'on admet la répartition des pertes de Thurston et la détermination en valeur absolue de celles-ci par Bertin, qui prend alors, comme valeur totale des pertes par frottements pour une machine marine à tiroirs compensés, 7 %.

Cet auteur expose ensuite une étude théorique du rendement mécanique u_n des machines marines à puissance variable, admettant que les frottements varient avec la puissance F_n et la vitesse N_n et sont de la forme

$$F_n - u_n F_n = \beta F \frac{F_n}{F} + \varepsilon F \frac{N_n}{N}$$

où F et N représentent la puissance et la vitesse maxima.

Cette étude conduit l'auteur à des formules compliquées.

La puissance, dans les machines marines, variant comme le cube de la vitesse, on est fondé à négliger le terme en β , très petit, et conduit à adopter, pour représenter le rendement, la formule :

$$\frac{u_n}{u} = \frac{1}{u + (1 - u) \left(\frac{uF}{u_n F_n} \right)^{\frac{2}{3}}}$$

u étant le rendement mécanique à pleine charge.

Les résultats donnés par cette formule sont représentés *fig. 2* par les courbes I pour $u = 0,90$ et II pour $u = 0,85$, tracées toujours en portant en abscisses la fraction de charge $\frac{P_i}{P_{im}}$ soit ici $\frac{F_n}{F}$

et en ordonnées les pertes à cette charge $\frac{P_f}{P_{im}}$ soit ici $(1 - u_n) \frac{F_n}{F}$.

Il ne faut pas perdre de vue que, contrairement aux précédentes, ces deux courbes ne correspondent pas à une vitesse constante, mais que la vitesse y décroît en même temps que la puissance, ce qui a pour résultat de diminuer les pertes aux faibles puissances.

On trouvera également *figure 2*, la représentation dans le même système de deux essais faits par Walthier-Meunier et Ludwig (1) sur une machine compound de 300 CV (courbe 4) et sur une machine à simple expansion de 150 CV (courbe 3).

On voit, par ce qui précède, que les conclusions de Bertin touchant les machines marines sont toutes différentes de celles de Thurston, lequel conclut pratiquement à l'indépendance des pertes par frottement, par rapport à la puissance, alors que les formules de Bertin impliquent, au contraire, une nette augmentation de celles-là en fonction de celle-ci, augmentation qui ne peut être attribuée au seul fait de la variation de vitesse des machines marines.

§ C. — Travaux de Boulvin (2).

L'opinion de Boulvin sur cette question est, en somme, analogue à celle de Thurston (3).

D'accord avec lui sur la légitimité de principe du partage des pertes en deux parties, l'une indépendante de la charge, l'autre variant avec celle-ci, Boulvin fait, en effet, observer lui aussi, que la charge, n'ayant d'influence que sur une petite fraction des pertes, a peu d'action sur la valeur du total.

Il introduit une notion nouvelle, celle des forces d'inertie, en raison desquelles une diminution de la pression moyenne n'entraîne pas nécessairement une diminution correspondante des efforts totaux exercés par les pièces alternatives :

« Il n'est même pas difficile d'imaginer, dit-il, un état de choses tel que le frottement pour une certaine charge soit moins élevé que dans la marche à vide à la même vitesse.

« Assez souvent on prend comme mesure des résistances passives d'une machine chargée, le travail indiqué qui doit être développé pour entretenir sa marche à vide ».

On voit, par cette citation, que Boulvin, lui aussi, admettant en principe l'accroissement des pertes avec la charge, conclut qu'en pratique cet accroissement est trop peu sensible pour qu'il y ait lieu d'en faire état en général.

Après avoir reproduit une partie des travaux de Thurston précédemment cités, il indique les résultats obtenus sur une machine Sulzer de 6.500 CV indiqués, résultats reproduits dans la *figure 3* par la même méthode que les précédents (Courbe V, *figure 2*).

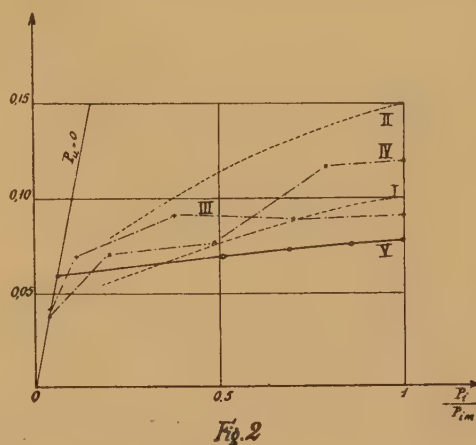
4^e Conclusions au sujet de la machine à vapeur.

La comparaison des résultats obtenus par les différents auteurs cités suffit à montrer que, pour la machine à vapeur elle-même, pourtant étudiée depuis bien plus longtemps que le moteur à explosions — et pour cause — et bien mieux connue que lui, la difficulté d'obtenir de bonnes mesures et par suite la discordance des résultats sont telles qu'aucune loi générale n'a pu être dégagée.

Pas davantage n'a-t-on pu entreprendre un classement des différents types dont la variété a certes contribué à la confusion des résultats observés.

Malgré la difficulté bien moindre que dans les moteurs à explosions que présente sur les machines à vapeur la mesure de la puissance indiquée, en raison de la vitesse de rotation plus faible en général, et de la variation beaucoup moins rapide des pressions, on remarquera combien rares sont parmi les courbes reproduites dans les *figures 1 et 2*, celles dont il serait légitime de tenter de déduire une relation entre les pertes P_f et la puissance indiquée P_i .

Il n'est pas sans intérêt de noter à cet égard que précisément ces quelques courbes: II et V *figure 1*, puis V *figure 2* tendraient toutes à confirmer l'hypothèse admise théoriquement par les trois auteurs cités, à savoir que les pertes croîtraient avec la charge.



(1) WALTHIER-MEUNIER et LUDWIG, *Bul. de la Soc. Ind. de Mulhouse*, 1887, p. 140.

(2) BOULVIN, *Cours de Mécanique appliquée aux Machines*, T. V, p. 131.

(3) On peut rapprocher des conclusions de ces deux auteurs, comme très analogue, celle de DWELHSAUVERS-DÉRY qui regarde également les pertes par frottement comme indépendantes de la charge dans la machine expérimentale de 30 CV de son Laboratoire de Liège. On a dans cette machine $\frac{P_i}{P_{im}} = 0,17$. (*Étude expérimentale dynamique de la Machine à Vapeur*, p. 84).

Ces courbes sont probablement les meilleures, car on a tout lieu de penser que le phénomène étudié obéit à une loi — mal dégagée par les expériences dont les erreurs sont responsables des apparentes divagations de la plupart des courbes — et que ce sont celles qui sont les moins baroques dans leurs allures qui ont des chances de correspondre aux meilleures expériences.

TITRE II. — Le MOTEUR à EXPLOSIONS

§ A. — Recherches de Hopkinson.

Ces expériences furent faites par Hopkinson (1) au Laboratoire technique de l'Université de Cambridge, sur un moteur Crossley de 40 CV à 4 temps tournant à 180 t./m. : alésage 290 mm., course 533 mm.. Rapport de compression 6,37. Pression de compression absolue 12 kg./cm² 3, Pression maxima d'explosion observée 42 kg./cm² (pression absolue).

Elles comportèrent une étude des indicateurs employés à la suite de laquelle l'auteur conclut à une erreur de 6 0/0 par les jeux et 3 0/0 par les frottements, soit au total 5 à 10 0/0 avec les indicateurs du type courant.

Les mesures furent faites à l'indicateur optique Hopkinson.

Nous ne retiendrons de cet intéressant travail que les résultats qui ont rigoureusement rapport l'étude des pertes par frottement.

Résultats. — De nombreux essais donnent :

$$P_i = 40 \text{ CV} \quad P_u = 34 \text{ CV } 5$$

P_i représentant la puissance indiquée et P_u la puissance utile sur l'arbre. La perte par frottement en pleine charge ressort donc à 5 CV 5 et le rendement organique à 0,862.

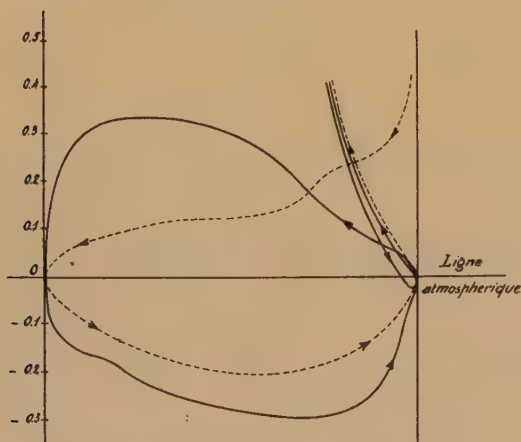


Fig. 3
d'après Hopkinson

« En marche, à vide, le moteur dépensait environ de 2 CV de plus que ces 5 CV 5 et la différence est due, presque entièrement, à l'accroissement en marche à vide des travaux négatifs du diagramme, aspiration et échappement ».

On doit entendre dans ce passage l'expression « marche à vide » comme représentant le régime que nous appellerons plus loin *marche à vide entraînée* (par abréviation pour marche à vide par entraînement), le moteur tournant sans explosions sous l'action d'un moteur extérieur.

La figure 3, reproduite d'après Hopkinson, montre, en effet, les lignes de compression et de détente sensiblement confondues, ce qui démontre le fonctionnement à ce régime (en trait plein sur la figure).

« Le vide d'aspiration à 180 t./m. et en marche à vide est de 0 kg./cm² 35, correspondant à un travail négatif de 2 CV 5, au lieu de 0 kg./cm² 2 et 1 CV 5 en pleine marche.

« En outre, en marche à vide, le travail de compression de l'air est légèrement supérieur à celui qu'il restitue par sa détente de 1 CV environ.

« Le graissage et la température ont, évidemment, une grande influence sur le rendement organique... Des essais exécutés en entraînant le moteur par la dynamo avec son échappement ouvert, ont donné pour ses résistances de frottement :

« Avec de l'eau sortant à 82° et bon graissage, résistance....	4 CV ;
— — — 70° — — —	6 CV 5 ;
— — — 70° et excès d'huile, résistance....	4 CV 7 ;
Avec le piston enlevé, résistance du moteur.....	1 CV 4.

(1) B. HOPKINSON : *Inst. of Mech. Eng.*, 18-10-07 ; *Engineering*, 25-10-07 ; *Bul. Soc. Enc.*, novembre 1907 ; *Revue de Mécanique*, 1908, 2^e semestre.

de sorte que la résistance du piston, qui est normalement de 2 CV 6. eau à 82°, peut s'élever jusqu'à 5 CV 1.

« Normalement, la résistance se répartit comme suit :

Aspiration.....	1 CV 4	Soit, fraction de P_{im}	0,034
Frottements du piston.....	2 CV 5	— — —	0,061
Distribution et autres.....	1 CV 1	— — —	0,027
TOTAL.....	5 CV 0	TOTAL....	0,122

« D'après ces essais, les différents rendements du moteur sont :

Rendement thermique $\frac{A P_i}{Q}$	0,335 à 0,37	} suivant la composition du mélange. »
Rendement mécanique en charge normale $\frac{P_u}{P_i}$	0,85 à 0,90	

Étude des résultats ci-dessus.

Grâce au grand nombre de données fournies par l'auteur, il a été possible de refaire les calculs relatifs aux essais mentionnés et d'éclaircir ainsi certains points obscurs ou contradictoires de cet exposé.

En mesurant au planimètre l'aire des diagrammes de la *figure 4* et en tenant compte de leurs dimensions on trouve pour les pressions moyennes correspondantes :

$$p_1 = 2,95 \text{ livres par pouce carré, soit } 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ 206 en pleine charge;}$$

$$p_2 = 4,55 \text{ — — — } 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ 32 en marche à vide entraînée.}$$

La cylindrée du moteur étant

$$V = 0,785 \times \overline{2,90}^2 \times 5,33 = 35 \text{ dm}^3.$$

Le travail par cycle est

$$T_{r_1} = 10 \times 35,6 \times 0,206 = 75 \text{ kgm. à pleine charge;}$$

$$T_{r_2} = 10 \times 35,6 \times 0,32 = 114 \text{ kgm. à vide.}$$

Les puissances correspondantes à 180 t./m. sont

$$P_1 = 1 \text{ CV } 5 \quad P_2 = 2 \text{ CV } 3.$$

On vérifie ainsi que les diagrammes reproduits correspondent bien aux deux régimes étudiés.

Il résulterait de la première partie du passage cité plus haut que l'auteur admet que les frottements du moteur sont indépendants de la pression moyenne, puisque la résistance semblerait à peu près la même quand on marche sans explosions.

Or, il n'en est rien, car il faut déduire du travail résistant en marche à vide, non pas la différence entre les boucles inférieures des diagrammes pris, d'une part, en marche à vide entraînée et, d'autre part, en pleine charge, mais bien *toute* la boucle inférieure de marche à vide entraînée.

Dans ce cas, en admettant avec l'auteur que le travail correspondant, en marche à vide entraînée, à la boucle supérieure du diagramme formée par les lignes de compression et de détente, soit négatif et représente 1 CV à 180 t./m., les résistances dues aux seuls frottements mécaniques en marche à vide entraînée serait, d'après les nombres de l'auteur, non pas

$$7,5 - 1 - 1 = 5 \text{ CV } 5;$$

mais bien $7,5 - 2,5 - 1 = 4 \text{ CV.}$

Or, les frottements à pleine charge étant évalués par l'auteur à 5 CV 5, l'accroissement dû au rétablissement des explosions est:

$$5,5 - 4 = 1 \text{ CV } 5$$

et l'on doit en conclure que les frottements de ce moteur augmentent bien avec la charge.

§ B. — Recherches de Witz.

Witz (1). relate les travaux d'une commission allemande, dont Schöttler rendit compte en 1906, et qui avaient pour but d'examiner si l'on pouvait assimiler les pertes en charge aux pertes à vide mesurées à l'indicateur P' et s'il était légitime d'écrire $P_i - P' = P_e$ (P_i puissance indiquée, P_e puissance effective).

Les expériences n'ayant donné que des résultats inutilisables furent abandonnées.

Elles sont représentées *figure 4* par les courbes I, II, III et IV.

La commission conclut que :

« La valeur $\frac{P_i - P'}{P_i}$ diffère notablement de la valeur plus exacte du rendement organique égale à $\frac{P_e}{P_i}$ ».

Cette opinion est à la fois évidente et hasardeuse.

Evidente en ce qui touche la différence de $\frac{P_i - P'}{P_i}$ et de $\frac{P_e}{P_i}$ représentée sur le graphique par la différence entre l'ordonnée initiale et l'ordonnée courante d'une même courbe.

Hasardeuse par l'affirmation de l'exactitude plus grande de la valeur $\frac{P_e}{P_i}$.

Il apparaît, en effet, que les erreurs qui rendent invraisemblables les valeurs des pertes par frottement $P_f = P_i - P_e$ reportées sur la *figure 4*, viennent des mesures à l'indicateur, ces mesures étant de beaucoup plus difficiles et moins sûres que celles donnant P_e .

Dans ces conditions, c'est une supposition gratuite que d'attribuer à la valeur prise par le quotient $\frac{P_e}{P_i}$ pour la pleine charge, une valeur plus exacte qu'à $\frac{P_i - P'}{P_i}$ et la forme même des courbes, généralement décroissantes pour P_i croissant, prouve le mal fondé de cette assertion, les frottements n'ayant aucune raison de diminuer lorsque les charges augmentent.

Les courbes 5, 6, 7 de la *figure 4* représentent les résultats de ceux des nombreux essais cités par Witz, qui comportaient les éléments nécessaires au calcul des pertes. Toutes ces courbes ont été tracées dans le système de coordonnées usité pour les figures précédentes.

Witz aborde ensuite les motifs qui l'ont conduit à appliquer aux moteurs à gaz la méthode cinétique, si précieuse, déjà utilisée par Marcel Deprez pour l'étude des frottements dans les paliers, dans un passage exposant les difficultés rencontrées dans la mesure du rendement organique, qu'il est intéressant de reproduire pour cette raison (2).

« La meilleure méthode, dit-il, est assurément celle qui repose sur la mesure séparée de P_e et de P_i .

« D'autre part, pour ce qui est de P_i dans les machines à admission variable sous la dépendance du régulateur, les diagrammes diffèrent tellement les uns des autres qu'il est nécessaire d'en relever un nombre très considérable pour obtenir une valeur moyenne de la puissance développée.

« Enfin, le montage des réducteurs de course et le tarage à chaud des ressorts d'indicateur doivent comporter une précision qui n'est pas facilement réalisée.

« Aussi, dans les expériences effectuées en janvier 1906 par M. Hubert et moi sur un moteur Cockerill à deux cylindres et à double effet de 1.450 CV. alimenté de gaz de hauts-fourneaux, nous avons été conduits à assigner à cette belle machine, un rendement organique qui atteignait 0,934 à pleine charge.

« Or, M. le professeur Riedler, dont l'habileté est connue, opérant sur un moteur de la Société de Nuremberg, de dimensions équivalentes, installé à Rombach, dans les meilleures conditions, n'a trouvé que 0,831.

« Il est donc extrêmement probable que ces différences de rendement entre deux machines, toutes deux excellentes, sont dues en majeure partie à des différences d'observation et l'on est porté à regretter l'énorme dépense de travail nécessitée par des expériences et des calculs dont on ne peut jamais garantir la rigueur absolue, et qui sont toujours exposés à être contestés après coup par ceux qui les estiment invraisemblables ».

(1) A. WITZ, *Dernière évolution du Moteur à Gaz*, 1910, p. 222.

(2) On trouve également des documents forts intéressants à ce sujet dans la 5^e édition (1923), du *Traité théorique et pratique des Moteurs à Gaz* du même auteur (p. 503 et suivantes). Le montage des indicateurs, leur emploi et les précautions qu'il comporte y sont étudiés en détail et les difficultés nombreuses que l'on rencontre y sont examinées à la lumière d'une longue expérience.

Witz donne ensuite de très intéressants détails sur les méthodes employées lors de l'essai précité, et ajoute :

« Les rendements organiques obtenus sont très élevés et ils paraîtront sans doute à quelques-uns un peu forts. Nous avons dit comment nous les avons déterminés en tenant compte de l'aire négative du diagramme, généralement négligée, et en déduisant le travail effectif du travail électrique ».

L'auteur indique donc par cette phrase que les résultats lui semblent anormaux : il est intéressant de faire ressortir plus clairement ces anomalies.

Le moteur Cockerill, essayé par Witz, présentait les caractéristiques suivantes :

Moteur A. — Deux cylindres à double effet montés en tandem : alésage 1 m., course 1 m. 100 ; puissance effective maxima 1.600 CV ; vitesse de régime 95 t./m., pression moyenne 5 kg./cm² 25.

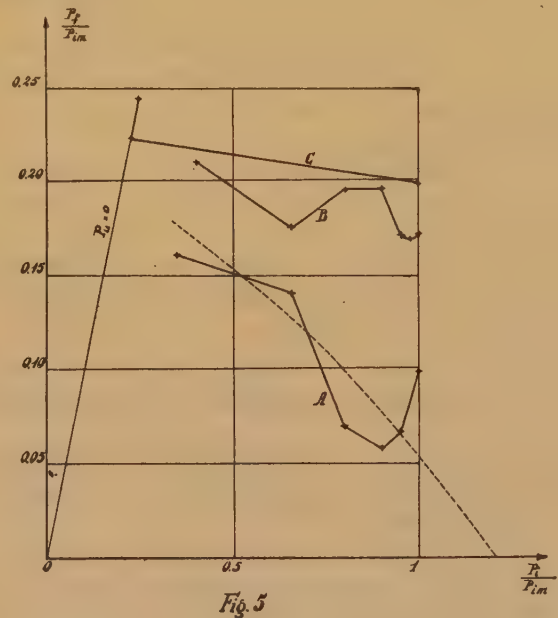
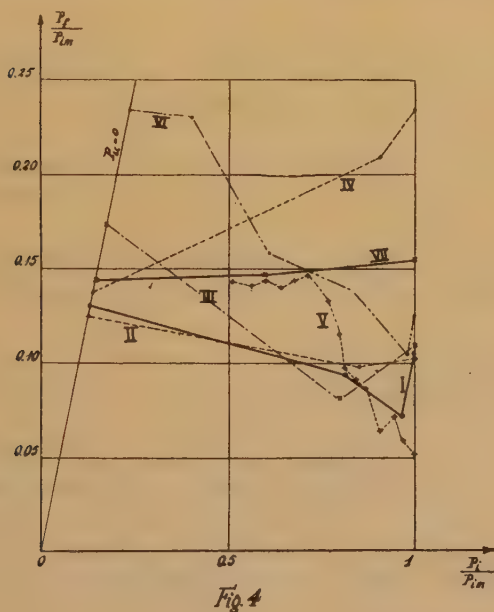
Le moteur de Nuremberg, étudié par Riedler (1), répondait à la description suivante :

Moteur B. — Deux cylindres à double effet montés en tandem : alésage 0 m. 850, course 1 m. 100 ; puissance effective maxima 850 CV, vitesse de régime 105 t./m., pression moyenne 5 kg./cm² 29.

Enfin, Witz (2) donne les résultats obtenus sur un moteur ayant les dimensions ci-dessous :

Moteur C. — Deux cylindres à double effet montés en tandem : alésage 0 m. 800, course 1 m. 100 ; puissance effective maxima 850 CV, vitesse de régime 106 t./m., pression moyenne 4,75 kg./cm².

Ces trois moteurs brûlaient du gaz de hauts-fourneaux.



On peut qualifier de très analogues ces trois machines du même type, en tant que cycle de fonctionnement et combustible employés, nombre et disposition des cylindres, dont les vitesses de régime diffèrent de 10 0/0 et les dimensions de 20 0/0 seulement.

Enfin des moteurs de cette puissance, tous trois soigneusement construits, présentent certainement une grande régularité de fonctionnement et des pertes par frottement régulières et analogues.

La figure 5 montre les résultats fournis par les trois moteurs, représentés de la même façon que pour les précédentes figures.

Les deux points obtenus par Witz sur le moteur C, l'un par sa méthode cinétique, l'autre par mesure de l'énergie électrique nécessaire pour maintenir le moteur en régime au moyen de sa dynamo fonctionnant comme moteur, ont été reportés tous deux sur la ligne représentative de nulle puissance effective

$$\frac{P_f}{P_{im}} = \frac{P_i}{P_{im}} \text{ soit } P_i - P_f = 0.$$

Il est, en effet, plus rationnel de les assimiler ainsi à un essai en marche à vide avec explosions,

(1) (2) A. WITZ, Dernière évolution du Moteur à Gaz, p. 234 et 250.

dont les pressions sont parfois analogues aux pressions de compression existant dans le cas de la marche à vide entraînée, que de leur attribuer une pression nulle et de les porter sur l'axe des ordonnées.

On trouvera, d'ailleurs, dans les chapitres suivants, des considérations qui justifient ce choix.

L'examen de la *figure 5* montre, jusqu'à l'évidence, par l'irrégularité des courbes, que l'on se trouve uniquement en présence d'erreurs accidentelles de mesure.

Il serait, en effet, invraisemblable d'admettre que les pertes minima aient pu être :

0,06 pour le moteur A.

0,17 » » — B.

0,20 » » — C.

alors que ces trois machines présentent entre elles une étroite analogie.

La tendance générale des trois courbes à s'incliner du côté des puissances indiquées croissantes, doit être également regardée comme une nouvelle preuve d'erreurs importantes dans les mesures, d'autant plus importantes qu'elle est plus accentuée (cas du moteur A).

Nous n'en donnerons pour preuve, dans cet exposé préliminaire, que la constatation de fait suivante.

Si l'on essaie de représenter grossièrement l'ensemble des mesures faites sur ce moteur par une courbe d'allure continue (— en pointillé sur la figure —) le phénomène n'ayant aucune raison de présenter de brusques variations d'allure, on constate qu'en extrapolant légèrement cette courbe vers la droite, on coupe l'axe des abscisses pour une valeur de $\frac{P_i}{P_{im}}$ voisine de 1,2.

Ce fait peut s'exprimer de la façon suivante :

S'il avait été possible de faire un essai avec une surcharge de 20 %, la valeur la plus probable des pertes par frottement eut été de 0, et le rendement organique probable eut été, par suite, égal à l'unité.

Or, une telle surcharge peut souvent être acceptée temporairement par les moteurs: elle eut correspondu à une pression indiquée de 6 kg./cm² 3 dans le cas actuel, pression parfois dépassée exceptionnellement dans de semblables moteurs.

Cette remarque confirme donc l'opinion émise sur l'inexactitude de l'allure générale de la courbe en question, sans faire état des variations accidentelles considérables dénotées par les différentes valeurs mesurées.

§ C. — Différents résultats et opinions sur la question.

Letombe (1) a cru cependant pouvoir attribuer la diminution des pertes constatées sur le moteur A ci-dessus, à une élévation du coefficient de frottement du piston dans les cylindres quand la charge diminue.

Cette augmentation serait due, selon lui, à la combustion de l'huile de graissage du piston sous l'action des flammes produites dans l'alésage du cylindre par les combustions retardées que l'on observe aux faibles charges.

Une telle façon de voir est en contradiction avec l'expérience qui montre toujours une diminution de température des gaz à la décharge et une diminution de la quantité de chaleur cédée par ceux-ci à la paroi, ainsi qu'avec la théorie qui indique un abaissement des températures maxima et moyenne du cycle lorsque la puissance va en diminuant.

Il semble difficile d'admettre que, dans ces conditions, le graissage soit beaucoup plus défec-tueux à faible charge qu'à pleine charge, par suite d'une combustion de l'huile assez active pour entraîner une augmentation du coefficient de frottement suffisante pour contrebalancer la diminution des réactions latérales du piston consécutive à l'abaissement de la pression indiquée.

La cause de cette anomalie apparente, et d'ailleurs très fréquentes dans les résultats d'essais de moteurs, doit, en général, être recherchée à notre avis dans un ordre de phénomènes tout à fait différent, dont on trouvera une étude à propos des essais à l'indicateur.

Güldner (2) reproduit les résultats de deux essais qui présentent également le même défaut et que représente la *figure 6*.

La courbe A est relative à un moteur à deux cylindres de 50 CV à 150 t./m., de 350 mm. d'alésage et 600 mm. de course, marchant au gaz de ville.

(1) L. LETOMBE, *Conférence de la Technique Moderne*, 8-1-13. *Technique Moderne*, 15-3-1913, supplément.

(2) Hugo GÜLDNER, *Moteurs à Combustion*, p. 69 et 445.

On remarque que sa décroissance est plus rapide encore que celle de la courbe A *figure 5*, et qu'une surcharge de 15 % seulement annulerait les pertes par frottements.

La courbe B de la *figure 6* correspond à un moteur monocylindrique de 50 CV de 381 mm. 2 d'alésage et 581 mm. de course, fonctionnant au gaz d'éclairage avec une compression de 5,92 (en rapport de volumes) l'allure normale étant de 200 t./m.

Ce moteur présenterait, lui aussi, d'après les résultats observés, des pertes décroissant avec l'augmentation de puissance, mais moins rapidement que celles du moteur A.

Haeder (1) donne un tableau très complet des valeurs considérées par lui comme normales pour le rendement organique des différents types de moteurs à gaz, comparées avec celles de la machine à vapeur.

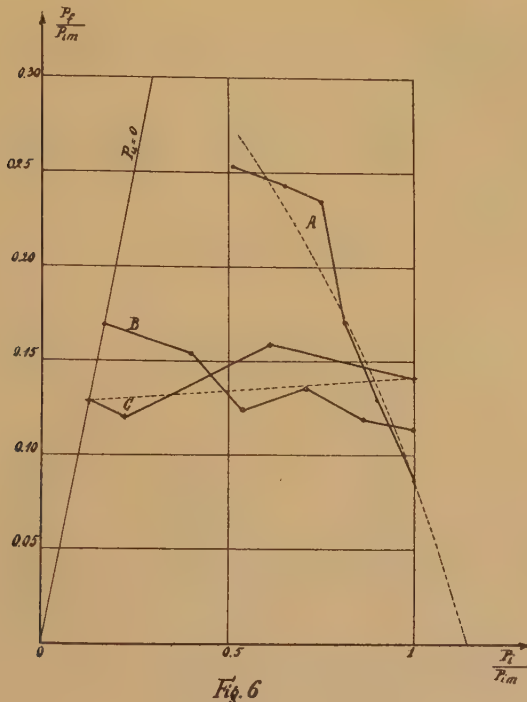


Fig. 6

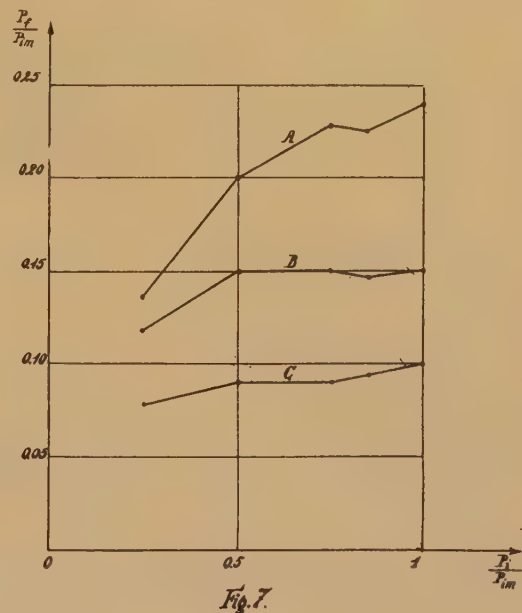


Fig. 7

La *figure 7* donne les courbes obtenues en partant de ses chiffres pour les types de machines suivants :

- A moteur monocylindrique à simple effet;
- B moteur à quatre cylindres à double effet;
- C machine à vapeur.

Il est à noter, à ce propos, que les moteurs à quatre cylindres à double effet sont toujours de très grandes machines, généralement de 20 à 200 fois plus puissantes que celles de la classe A.

Robertson (2) a admis que la perte par frottement dans un moteur à gaz pouvait se représenter par une formule linéaire en fonction de la puissance indiquée.

$$R = R_0 + K P$$

R_0 représentant la résistance à vide, R la résistance à la puissance P , et K une constante. Cette façon de voir est plutôt théorique que pratique n'étant appuyée que sur un essai, dont les résultats sont assez incertains, comme on peut le voir par la *figure 6* où ils ont été reproduits en C ainsi que la droite, représentée en pointillé, d'équation.

$$\frac{P_f}{P_{im}} = 0,127 + 0,017 \frac{P_i}{P_{im}}$$

correspondant à la formule $R = 18,57 + 0,017 P$ proposée par l'auteur.

(1) HAEDER. *Les Moteurs à Gaz*, 1907, p. 18.

(2) ROBERTSON, *Revue de Mécanique*.

On voit que les coefficients de cette formule pourraient être changés de façon assez appréciable sans que la fidélité de la représentation des résultats expérimentaux en fût diminuée (courbe C, figure 6).

§ C. — Recherches de Taylor.

F.-P. Taylor (1) a étudié la répartition des frottements dans les moteurs à gaz.

Cet auteur a employé la méthode cinétique de Witz avec inscription de la vitesse et a utilisé, pour la détermination du moment d'inertie des volants la méthode expérimentale classique consistant à étudier le ralentissement du moteur seul d'abord, puis du moteur freiné par un couple connu. Il observe également :

« Lorsque les explosions sont supprimées, il faut tenir compte de ce fait que la réaction latérale du piston sur le cylindre et due à l'explosion est supprimée, ce qui fait que la perte organique totale n'est pas la même que celle obtenue par un diagramme de marche à vide ».

« De même, les réactions dues à l'explosion sur les paliers sont, elles aussi, supprimées ».

Cette considération de la suppression des réactions latérales du piston et de l'arbre sous l'effort de l'explosion, montre que l'auteur admet implicitement une variation des frottements avec la charge sans laquelle sa remarque se trouverait dépourvue d'objet.

Il donne enfin le Tableau suivant, résumant la répartition des pertes.

TYPE ET PUISSANCE DU MOTEUR.....	NATIONAL 40 CV	GROSSLEY 30 CV	VICTOR 6 CV	MOYENNE
Paliers moteurs.....	0,15	0,16	0,115	0,14
Arbre de distribution et soupapes...	0,02	0,04	0,015	0,03
Frottements des gaz.....	0,34	0,37	0,37	0,35
Bielle.....	0,04	0,035	0,05	0,04
Piston.....	0,45	0,395	0,45	0,44

(1) F.-P. TAYLOR, *Gas and Oil Power*, 1-9-21. *Tech. Mod.*, février 1922.

CHAPITRE II

Variations des pertes avec la charge

Étude du fonctionnement des indicateurs de Watt

Essais faits à charge variable

TITRE PREMIER. — EXAMEN des CONDITIONS du PROBLÈME

Les présentes recherches ont été entreprises afin de voir s'il était possible de dégager d'une étude expérimentale des frottements internes dans les moteurs à explosions, quelques relations générales entre les phénomènes, fussent-elles approximatives, et de vérifier si les vues théoriques conduisant à prévoir l'augmentation des pertes, tant avec la puissance qu'avec la vitesse, correspondaient en fait à la réalité.

Les travaux résumés dans le chapitre précédent permettaient de douter de l'existence de ces lois.

Il nous a cependant répugné, en principe, de tenir le frottement dans un moteur pour un phénomène absolument irrégulier, imprévisible et insoumis à toute règle.

L'étude de la question a été entreprise d'abord par la recherche des variations des pertes par frottement en fonction de la charge du moteur, principalement en raison du but pratique qu'atteindrait l'établissement d'une relation sûre entre la puissance développée par la machine et les pertes dues au frottement.

Les essais en vue de la détermination du rendement organique des moteurs, c'est-à-dire de leurs pertes mécaniques intérieures, comptent, en effet, parmi les plus incertains et, par suite, parmi les plus difficiles qui soient : s'il était possible d'éviter les mesures capricieuses qu'en fournit l'indicateur, un sérieux progrès se trouverait réalisé sur ce point.

On pourrait alors, par des essais appropriés, en marche à vide ou avec entraînement du moteur, par exemple, calculer les pertes à charge normale, celles qui préoccupent le plus, et à juste titre, le constructeur et l'utilisateur du moteur.

Pour arriver à ce résultat, il est nécessaire de rechercher celui des phénomènes accompagnant la variation de la puissance qui doit être regardé comme étant la cause, sinon exclusive du moins primordiale, des variations des frottements accompagnant celles de la puissance, lorsque toutes les autres variables caractérisant l'état de fonctionnement du moteur demeurent fixes.

Les frottements étant des forces qui s'exercent entre des surfaces, et l'état de ces surfaces et leur mouvement relatif étant maintenus invariables, seuls les efforts auxquels sont soumises lesdites surfaces mobiles varient avec la puissance développée : c'est donc à eux qu'il est le plus logique d'attribuer les variations des frottements et de les rapporter pour la représentation des phénomènes observés.

Cette voie avait déjà été suivie au Laboratoire de Mécanique Physique et Expérimentale par Lumet (1) qui avait admis, pour ses recherches, une relation linéaire entre la pression moyenne au

(1) G. LUMET, Étude de l'influence sur la puissance et la consommation spécifique des moteurs à mélange tonnant de différentes variations apportées à leur réglage.

diagramme développé et avait vérifié *a posteriori* la légitimité de son hypothèse, par les résultats de ses expériences, lesquelles portaient principalement sur le bilan thermique des moteurs à explosions, vérification assez lointaine comme on voit.

G. Königs exposa, sur ce sujet, un très élégant procédé de calcul permettant d'appliquer en toute rigueur cette méthode sans faire intervenir une valeur approchée du rendement organique inconnu, ainsi que l'exigeait le mode de calcul de Lumet.

Les premiers essais entrepris par nous en vue de vérifier ce point de vue théorique, furent peu encourageants, mais l'introduction dans les éléments du problème d'une notion nouvelle, à savoir les résistances dues au transvasement des gaz de l'atmosphère dans le cylindre et réciproquement, résistances que le mode de calcul employé négligeait dans l'entraînement du moteur en marche à vide, apporta une sérieuse amélioration. Puis, le tracé du diagramme développé en tenant compte de l'inertie, changea l'aspect de la question et justifia le point de vue adopté, du moins en principe, car les résultats des essais furent d'abord assez irréguliers, partant, incertains.

L'étude plus approfondie du sujet, en vue d'augmenter la précision des expériences, montra jusqu'à l'évidence la nécessité de poursuivre simultanément des recherches sur les variations des frottements avec la température principalement et aussi avec la vitesse.

Les résultats, exposés dans les chapitres suivants, n'ont été obtenus qu'à la suite de l'avancement de ces différentes expériences, et après qu'un nombre d'essais considérable eut été rebuté au début, en raison d'irrégularités considérables dans les résultats observés.

Ces irrégularités étaient attribuables, partie à un fonctionnement defectueux des indicateurs, partie à des variations de température non décelables avec les méthodes employées d'abord.

Il semble bien, d'après les résultats obtenus, que la pression moyenne au diagramme développé représente vraiment la cause principale des variations des pertes à vitesse et température constantes; voyons donc comment se calcule cette pression pour un diagramme donné.

En un point quelconque du cycle règne dans le cylindre du moteur une pression p , tandis que le piston et la bielle sont soumis en ce point à des forces d'inertie, calculables, puisque les masses et les vitesses sont connues.

On sait qu'il est d'usage, dans les études sur les moteurs, de simplifier le calcul de ces efforts d'inertie par les hypothèses suivantes :

La tête de bielle et la moitié du corps (comptée d'axe en axe), située du même côté que la tête,

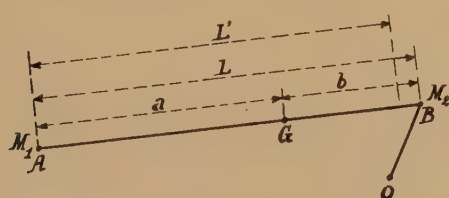


Fig. 8

sont supposées liées au maneton et tournant avec lui, tandis que l'autre moitié du corps et le pied de bielle sont considérés comme liés à l'axe de piston et l'accompagnant dans le mouvement de translation du piston.

Ces hypothèses s'expriment plus clairement et plus exactement comme il suit, lorsqu'on connaît les distances a et b séparant le centre gravité G de la bielle, de la tête B et du pied A ; elles reviennent à remplacer la bielle de masse totale M

par deux masses M_1 située en A , M_2 située en B et telles que

$$M_1 = \frac{a}{L} \quad M_2 = \frac{b}{L} \quad \text{la longueur de la bielle étant } L = a + b.$$

L'erreur ainsi introduite est négligeable en pratique: elle consiste à situer la masse M_2 à la distance L du pied de bielle A au lieu de la situer à la distance L' , longueur du pendule simple synchrone de la bielle oscillant autour de l'axe A supposé horizontal (1). La différence $L - L'$, toujours positive, est généralement très petite devant L .

Nous avons, dans le présent travail, employé ce mode de calcul simplifié, très suffisamment précis pour le problème étudié.

En effet, la masse qui détermine les réactions transversales d'inertie du piston, est la somme $M_1 + M_P$, M_P étant la masse du piston, toujours supérieure à M_1 et à M_2 , l'erreur relative déjà faible sur les forces d'inertie de la bielle, diminue encore considérablement dans l'estimation des efforts d'inertie de l'ensemble bielle-piston.

(1) Voir R. DEVILLERS, *Le Moteur à Explosions* (1920) T. I. p. 185.

Soit donc F la force d'inertie totale de la bielle et du piston dirigée suivant l'axe du cylindre : la section du cylindre étant $S = \frac{\pi a^2}{4}$ (a , alésage) la force F correspond à une pression fictive $\frac{F}{S}$ appliquée à l'unité de surface du piston. Appelons p' cette pression fictive d'inertie $p' = \frac{4 F}{\pi a^2}$.

On ajoute alors les valeurs algébriques des pressions : pression réelle du gaz et pression fictive d'inertie, en prenant comme sens positif celui des efforts exercés par la pression du gaz, soit, dans un moteur à simple effet, le sens du cylindre vers l'arbre moteur. On a donc $\psi = p + p'$.

On construit ensuite le diagramme en portant en ordonnées ψ , et en abscisses, les volumes engendrés par le piston, proportionnels aux déplacements du piston lui-même, les n courses du cycle étant portées consécutivement dans le même sens sur l'axe des abscisses (suivant les cas $n=4$ ou $n=2$).

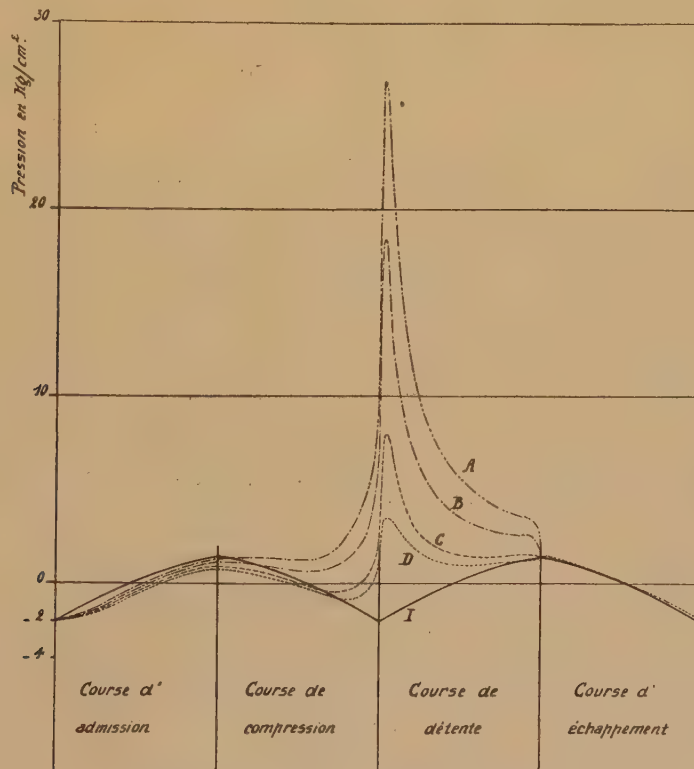
La pression moyenne au diagramme développé est alors en appelant V la cylindrée du moteur et v l'espace mort :

$$\Pi = \frac{1}{V} \int_v^{v+V} |\psi| dv$$

la somme étant prise successivement pour les n temps du cycle, on a pour un moteur à quatre temps

$$\Pi = \frac{1}{4} (\Pi_a + \Pi_c + \Pi_d + \Pi_e).$$

Il est donc évident que la grandeur à introduire sous le signe $\int$ est bien la valeur absolue de la



Moteur Winterthür 30 cv. Diagramme développé à 200 t/min.

Fig. 9

pression courante ψ et non cette pression elle-même avec son signe. En effet, les frottements sont toujours des efforts résistants quel que soit le sens des réactions qui leurs donnent naissance.

C'est la valeur Π ainsi définie qui a servi au calcul des pressions moyennes au diagramme développé utilisées pour rendre compte des pertes par frottements mesurées, au Laboratoire de Mécanique Physique et Expérimentale d'abord, ensuite sur d'autres machines.

La figure 9 représente les diagrammes développés du moteur Winterthür du Laboratoire, tracés pour les différents régimes de marche utilisés aux essais.

I est la courbe représentant la pression fictive d'inertie à l'allure de 200 t./m. (en kg./cm²).
Les autres courbes donnent respectivement les valeurs des pressions ψ .

A	au régime de marche à 200 t./m. et à la fraction de charge	$\frac{C_i}{C_{im}}$	0,95
B	—	—	0,60
C	—	—	0,29
D	—	—	0,15

On y relève les valeurs suivantes en kilogrammes par centimètre carré.

COURBES	PRESSIIONS MOYENNES AU RÉGIME DE MARCHÉ avec explosions	PRESSIIONS MOYENNES AU RÉGIME DE MARCHÉ sans explosions	PRESSIIONS MAXIMA
A	2,93	1,49	26,9
B	2,05	1,05	18,4
C	1,13	0,68	8,0
D	0,96	0,66	3,5
I	Inertie seule	0,91	— 2,0

Caractéristiques du moteur expérimental Winterthür :

Alésage du cylindre : 290 mm., course du piston : 430 mm., cycle à 4 temps.

Rapport de compression : $\frac{V + v}{v} = \frac{28.430 + 4.730}{4.730} = 7,01$ Allure normale aux essais : 200 t./m.

Combustible : gaz de ville.

Ce moteur, bien construit et d'un fonctionnement très régulier, ayant dû satisfaire à des essais de réception sévères, a été poussé au maximum par le fabricant, lors du réglage.

Construit pour donner 30 CV à 200 t./m. il a fourni à la réception 35 CV à 220 t./m. et nous avons même pu en obtenir jusqu'à 40 CV à cette vitesse de rotation au moyen d'un réglage de surcharge.

Le rapport de compression de 7 correspondant à une pression de compression à pleine ouverture de 12 kg./cm² 5 par rapport à la pression atmosphérique est, d'ailleurs, excessif. Il dépasse même les chiffres couramment admis pour l'usage du gaz pauvre de gazogène (6 à 6,5) et, par conséquent, laisse loin derrière lui les valeurs normalement employées sur les moteurs à gaz de ville (5 à 5,5).

Il est, pour cette raison, impossible de connaître exactement la puissance maxima que peut développer ce moteur, l'augmentation de puissance qui accompagne un enrichissement progressif du mélange étant limitée par des phénomènes d'auto-allumage, dus à la forte compression, et dont la violence est telle qu'elle ne permet pas l'emploi de mélanges assez riches pour obtenir la puissance maxima.

Cette forte compression a, d'ailleurs été, à d'autres points de vue, très précieuses pour les études entreprises, notamment en permettant de faire avec succès des essais en marche à vide à diverses vitesses — même très faibles — sans que les combustions cessent d'être régulières, malgré la difficulté bien connue que l'on éprouve à obtenir des diagrammes corrects dans ces conditions très spéciales.

TITRE II. — MONTAGE de l'INDICATEUR sur le MOTEUR

§ A. — Transmission du mouvement au tambour de l'indicateur.

Le moteur expérimental ayant été disposé dans ce but, il a été possible d'y étudier sérieusement l'effet des conditions du montage de l'indicateur sur les diagrammes obtenus.

Le moteur comporte, en effet, deux canaux pour le montage des indicateurs et deux réducteurs de course indépendants pour permettre de monter simultanément deux indicateurs sur les canaux susdits.

L'un des deux réducteurs, construit au Laboratoire, est un pantographe directement attelé au piston et disposé de façon à actionner de préférence l'indicateur monté sur le canal supérieur, mais pouvant au besoin être relié à un appareil monté sur le canal inférieur.

L'autre réducteur, construit en même temps que le moteur, est formé d'un excentrique, dont le collier entraîne par une longue tige rigide la corde de commande du tambour de l'indicateur.

Pour qu'un diagramme d'indicateur puisse être correct, il faut d'abord que le déplacement linéaire du tambour soit proportionnel au déplacement correspondant du piston du moteur, quel que soit d'ailleurs ce déplacement. La fidélité de l'enregistrement des pressions permet alors le tracé d'un diagramme exact.

La réalisation de ce déplacement correct du tambour de l'indicateur pose les deux groupes de conditions suivantes :

1^o *Conditions géométriques.* — La commande d'indicateur doit évidemment présenter un schéma géométrique, tel que le mouvement du point de cette commande qui est relié au tambour de l'indicateur vérifie la condition de proportionnalité imposée.

La suite des organes de transmission interposés doit également vérifier cette même condition.

2^o *Conditions mécaniques.* — L'ensemble de la commande et des transmissions de mouvement qui lui fait suite, assurant au point de vue cinématique la correction du déplacement, il faut de plus, pour que cette correction soit effectivement réalisée, d'abord que ledit ensemble ne présente aucun jeu dans ses articulations et, ensuite, que les déformations des différentes pièces qui le constituent, sous l'action des efforts supportés en marche restent assez faibles pour ne pas être mesurables sur le diagramme.

Les commandes et transmissions utilisées sur le moteur expérimental satisfont convenablement aux deux groupes de conditions ci-dessus :

1^o Le pantographe employé a été monté avec soin et les deux triangles formés par ses membres sont réellement semblables.

De même, le système des trois points : centre de rotation de l'excentrique, centre du collier, centre du bouton d'excentrique, forme dans le second réducteur un triangle semblable au système : centre de l'arbre vilebrequin, centre du maneton, centre de l'axe de piston.

Les organes de transmission de mouvement, qui font suite au réducteur de course proprement dit sont, dans l'un et l'autre cas, une simple tige métallique rectiligne disposée dans la direction exacte du déplacement de l'extrémité du réducteur : la correction géométrique du mouvement est ainsi assurée, le brin de la corde de l'indicateur aboutissant au réducteur étant d'ailleurs disposé exactement dans l'axe de la tige de commande.

2^o La construction des deux réducteurs a été particulièrement soignée en vue d'éviter les jeux et des dispositifs de rattrapage de jeu ont été prévus aux articulations, montées sur bronze avec axes coniques en acier trempé, tandis que le collier d'excentrique est disposé de façon à pouvoir être resserré en cas de besoin et muni d'un graisseur à pression ; la coulisse d'excentrique est à graissage continu. Ces dispositifs sont restés jusqu'à présent superflus et aucune articulation n'ayant pris de jeu perceptible, nulle n'a encore été resserrée.

Enfin, par surcroît de précaution, les tiges de renvoi ont été munies de ressorts rappelant automatiquement tous les jeux, s'il venait à s'en produire.

Au point de vue de la résistance aux déformations, ces deux commandes échappent également aux défauts habituels des mécanismes insuffisamment dimensionnés.

Le pantographe a été construit en tubes d'acier de section elliptique légers et de grand moment d'inertie, calculés pour des efforts très supérieurs à ceux qu'ils supportent réellement, et ses déformations sont absolument inappréciables à l'échelle des diagrammes.

Quant au réducteur à excentrique, il se compose exclusivement de pièces massives en travaillant en bout, et est encore supérieur à ce point de vue.

L'une et l'autre commandes ont été munies d'un dispositif d'embrayage automatique de la corde de l'indicateur, lequel travaillant également à la traction sur pièces tubulaires droites ne nuit en rien à la correction du mouvement. Les jeux y sont rappelés par la tension même de la corde qui y est saisie.

3^o L'emploi de cordes d'une longueur excessive est également une cause d'erreurs appréciables qui a été évitée : les commandes mécaniques décrites ci-dessus ne nécessitent l'usage que de 30 cm. de longueur de corde environ, suivant le type d'indicateur employé.

La nature des cordes a été étudiée avec soin et nous avons adopté la corde tressée paraffinée et préalablement étendue sous charge supérieure à sa tension d'emploi.

Des essais comparatifs nombreux nous ont fait voir l'inutilité des fils métallique qui présentent

Le canal A, au contraire, a montré une influence tout à fait fâcheuse sur le tracé des diagrammes et a fourni des résultats tout différents des autres.

On a observé, en effet, sur les diagrammes pris avec ce canal de communication, aux fractions de charge

$\frac{C_i}{C_{im}} =$	0,29	0,60	0,83	0,95
------------------------	------	------	------	------

des pertes de surface

	11 %	11 %	10 %	9,5 %
--	------	------	------	-------

par rapport à l'aire de ceux fournis par les autres canaux, en appelant C le couple correspondant, à la vitesse angulaire ω , à la puissance P , soit $C = \frac{P}{\omega}$. La perte de surface moyenne est donc presque constante et sa valeur est de 10,5 %, ce qui rend ce canal absolument impropre à la détermination de la puissance indiquée.

Cette diminution de l'aire du diagramme n'est, d'ailleurs, dénotée par aucune déformation caractéristique nettement visible : on observe seulement, en juxtaposant les diagrammes des deux appareils, que celui fourni par le canal supérieur est légèrement plus étroit que l'autre, mais un examen attentif est nécessaire pour s'en rendre compte.

On comprend, dans ces conditions, que ce défaut ne soit pas discernable lorsqu'on dispose seulement de diagrammes ainsi tracés, et tel est, à notre avis, le principal motif — non pas le seul — de la diminution apparente des pertes lorsque la puissance développée par le moteur augmente, observée par de nombreux expérimentateurs.

Supposons, en effet, que le couple de frottement réel augmente avec la charge et puisse être représenté par la relation linéaire $C_f = a C_{im} + b C_i$ avec les mêmes notations que précédemment, mais rapportées aux couples C au lieu des puissances P , a et b étant des coefficients positifs et cherchons ce que devient le couple apparent de frottement c_f lorsque le couple indiqué apparent devient $c_i = \alpha C_i$ avec $\alpha < 1$ par suite de l'emploi d'un canal présentant le même défaut que A.

On a, en supposant que la mesure du couple utile C_u reste exacte dans les deux cas,

$$C_f - c_f = C_i - C_u - (c_i - C_u) = (1 - \alpha) C_i$$

ou en remplaçant C_f par sa valeur.

$$c_f = a C_{im} + C_i (b + \alpha - 1)$$

alors que le couple réel de frottement C_f croît avec la charge, on voit que le couple apparent de frottement c_f fourni par l'emploi du canal défectueux, est :

croissant	si $b > 1 - \alpha$
constant	si $b = 1 - \alpha$
décroissant	si $b < 1 - \alpha$

Il ne paraît pas douteux que la plupart des essais qui fournissent un couple c_f rapidement décroissant le doivent à une mesure apparente du couple indiqué c_i inexacte par défaut : il est même probable que cette inexactitude a pour cause fréquente, voire principale, une disposition du canal de l'indicateur présentant les mêmes défauts que le canal A.

L'exemple numérique suivant, tiré des mesures faites précisément sur le moteur expérimental, et avec ce canal, montrera plus clairement l'effet des erreurs provenant de cette cause.

On verra ultérieurement que les pertes par frottement réelles du moteur peuvent se représenter par la formule :

$$C_f = 0,138 C_{im} + 0,075 C_i.$$

Si le couple indiqué subit une perte de 10 % on aura, dans ces conditions, $a = 0,138$ $b = 0,075$ $\alpha - 1 = -0,100$ et le couple apparent observé, d'après les mesures faites sur le canal A, sera donné par la relation

$$c_f = 0,138 C_{im} - 0,025 C_i.$$

La figure 11 montre que le couple de frottement réel croissant est remplacé par un couple apparent décroissant nettement aux charges croissantes.

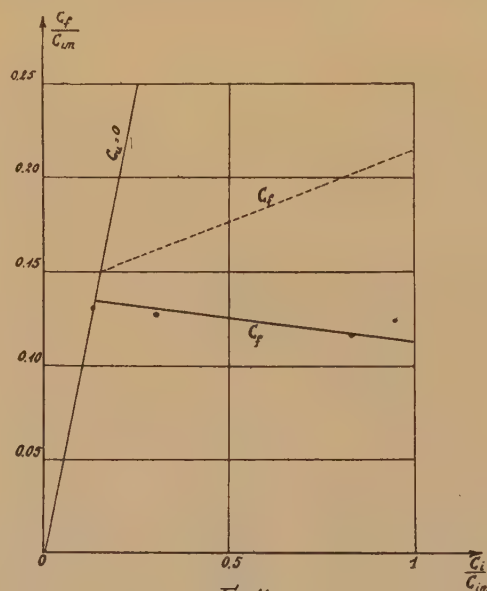


Fig. 11

Les quelques points reportés *figure 11* obtenus dans la mesure du couple de frottement apparent c_f montrent que la droite en question représente bien les résultats fournis par le canal A.

On remarquera utilement que celui-ci est loin d'être exceptionnellement défavorable comme tracé : l'étranglement situé à sa base est relativement faible et la capacité totale n'est pas bien considérable. Nous en avons rencontré sur plusieurs moteurs de beaucoup plus défectueux avec lesquels il n'a été possible d'obtenir au moyen de l'indicateur aucune mesure utilisable.

Il ne serait pas surprenant d'enregistrer dans certains cas des déficits de 15 % ou même plus sur la mesure de C_i : une semblable valeur sur un moteur représentant la même allure de couple C_f que le moteur expérimental amènerait à trouver des valeurs de c_f assez analogues aux courbes reproduites *figures 5 et 6* d'après Witz et Güldner.

Examinons maintenant les résultats fournis par les canaux B, C, D qui sont les suivants :

FRACTION DE CHARGE $\frac{C_i}{C_{im}}$	CANAUx EMPLOYÉS	PRESSIOn INDiquÉE correspondante	MOYENNE DE L'ESSAI	DIFFÉRENCES à la moyenne
		kg./cm ²	kg./cm ²	%
0,83	D	4,92	4,98	— 1,1
	C	4,99		+ 0,3
	B	5,02		+ 0,9
0,95	D	5,64	5,625	+ 0,25
	C	5,61		— 0,25
0,59	D	3,62	3,615	+ 0,15
	C	3,61		— 0,15

On voit que les pressions fournies par les différents canaux B, C, D sont très voisines et que leurs différences sont de l'ordre de grandeur des erreurs d'expérience possibles, ainsi que le montrent d'ailleurs leurs variations.

Le canal B n'a pas été employé aux mesures faites en vue de déterminer les puissances indiquées, seuls les canaux C et D, d'une forme évidemment plus satisfaisante, ont été utilisés dans ce but : comparons-les donc entre eux :

Soient p_c et p_D les pressions indiquées correspondantes ; les valeurs de $p_c - p_D$ successivement obtenues sont + 1,4 — 0,5 — 0,3,

soit en moyenne $p_c - p_D = + 0,2 \%$

cette différence est négligeable, aucune mesure à l'indicateur ne permettant de répondre absolument d'une erreur aussi faible.

Le canal tronconique D ne présentant aucune résistance appréciable au passage des quelques centimètres cubes de gaz nécessaires au remplissage du robinet et du cylindre de l'indicateur, on est fondé à admettre que son influence perturbatrice sur le tracé des diagrammes est négligeable, et qu'il en est de même pour le canal C, de 10 mm. de diamètre, puisqu'il donne des résultats équivalents à ceux du précédent.

TITRE III. — ÉTUDE de l'EMPLOI des INDICATEURS

§ A. — Définition des erreurs dans les mesures à l'indicateur.

Le nombre de diagrammes entièrement calculés s'élevant à 1.040, il nous a été possible, en raison de cette abondance relativement considérable de documents, d'entreprendre une détermination, au moins approximative, de la grandeur des erreurs accidentelles commises dans la mesure de la pression indiquée en faisant emploi des lois de probabilité.

Bien que le nombre total des diagrammes soit assez grand, celui des diagrammes comparables entre eux n'est jamais bien élevé : nous avons, en effet, varié beaucoup les conditions de l'enregistrement et celles du fonctionnement du moteur, et les grands nombres auxquels s'appliquent avec

rigueur les lois de probabilité ne sont malheureusement ici que des grands nombres... assez petits. il est donc inutile de rechercher dans le cas présent une application très rigoureuse de ces lois, rigueur au demeurant inutile puisqu'il ne s'agit que d'estimer numériquement les erreurs dont sont entachés les chiffres du présent travail et non d'en donner une théorie générale.

Cependant, lorsque la détermination de l'erreur probable d'une mesure a dû être faite à partir d'un nombre d'observation réellement petit, nous avons tenu à en poursuivre le calcul par plusieurs méthodes différentes de façon à diminuer autant que possible l'incertitude de cette détermination.

Les conditions dans lesquelles se fait la mesure de la pression indiquée ou pression moyenne dans un moteur marchant à un régime déterminé, sont les suivantes :

On relève sur un même diagramme le tracé d'un nombre de cycles successifs assurant une bonne et lisible représentation du tracé d'ensemble, soit de 6 à 10 cycles en général.

Si ces cycles sont distincts, le tracé du diagramme moyen, soigneusement dessiné au crayon très dur et très fin, est exécuté, en laissant de part et d'autre, la moitié du nombre des cycles inscrits, compte tenu de leurs écartements : ce tracé ne s'étend généralement que dans la partie initiale du temps de détente les cycles, se confondant rapidement lorsque la combustion est terminée. Lorsque les cycles, sans être distincts, ont formé un trait épaissi, on se contente de tracer un trait fin et régulier au milieu de la largeur de la bande formée par ces différents tracés.

C'est le diagramme moyen ainsi défini qui constitue le document expérimental sur lequel sont basés les calculs.

Un certain nombre de diagrammes moyens semblables sont ainsi relevés dans des conditions identiques, le plus souvent 5 ou 6, parfois de 4 à 10.

On change alors le ressort de l'indicateur et on recommence les mêmes opérations en employant successivement tous les ressorts utilisables dans les conditions de marche où l'on se trouve, en changeant au besoin le piston d'indicateur lorsque cela permet de faire usage d'un plus grand nombre de ressorts : pendant ce temps, les conditions de marche du moteur, autrement dit son régime, restent constantes.

L'ensemble des diagrammes réunis ainsi constitue un essai.

En dehors des erreurs systématiques dues par exemple à un fonctionnement défectueux de l'indicateur ou de son montage sur le moteur — commande et canal de communication — erreurs qui, sur le moteur expérimental ont été, comme on l'a vu, éliminées autant que possible, les mesures de pression moyenne sont soumises à des erreurs accidentelles dont l'étude fait l'objet des considérations suivantes :

Une première cause d'erreur est due à l'emploi du planimètre pour la mesure de l'aire du diagramme moyen.

Cette méthode, de beaucoup supérieure comme précision à la détermination de l'ordonnée moyenne par les procédés graphiques classiques basés sur l'emploi des ordonnées successives, n'introduit avec un planimètre en bon état et convenablement réglé aucune erreur systématique, mais seulement des erreurs accidentelles, lesquelles ne dépendent pas seulement des imperfections de l'instrument, mais aussi et surtout de l'habileté de l'opérateur.

En raison de ces erreurs, l'aire S du diagramme moyen n'est déterminée qu'avec une erreur relative probable $\frac{\delta S}{S}$ que nous appellerons e_p , l'indice p rappelant le nom du planimètre, cause à laquelle nous convenons d'attribuer cette erreur dont l'appareil de mesure n'est pas seul responsable.

Dans l'ensemble des pressions moyennes, déduites des diagrammes relevés avec le même indicateur, le même piston et le même ressort au même régime de marche, on observe des variations accidentelles entre les diagrammes successifs, différences qui correspondent à une nouvelle erreur probable sur la pression, résultant à la fois de l'indicateur et du planimètre et que nous appellerons e' .

On sait que, dans ces conditions, l'erreur probable due à l'indicateur seul, soit e_i est liée à e_p et e' par la relation

$$e'^2 = e_p^2 + e_i^2 \quad \text{ou} \quad e_i = \sqrt{e'^2 - e_p^2}$$

Enfin, en comparant entre eux les résultats fournis, toujours au même régime de marche du moteur, par les différents ressorts employés (avec un ou plusieurs pistons, le changement du piston de l'indicateur n'introduisant par lui-même aucune cause d'erreur), on observe que les différents ressorts fournissent des résultats différents, ce qui montre l'influence des ressorts sur le résultat des mesures de pression moyenne.

On pourra alors définir une nouvelle erreur probable, due en partie à l'influence du ressort, que l'expérience conduit à considérer comme accidentelle si le nombre des ressorts est suffisant, et que nous appellerons e'' .

Mais, la détermination de e'' se fait en partant de la valeur des pressions indiquées par les différents ressorts. Chacune de ces pressions étant définie par la mesure de n diagrammes moyens pris dans des conditions identiques, et dont chacune est entachée d'une erreur probable e' la moyenne de ces n diagrammes présentera une erreur probable $\frac{e'}{\sqrt{n}}$.

Si l'on appelle e_r la portion de l'erreur probable due à l'influence du ressort d'indicateur, on a $e''^2 = \frac{e'^2}{n} + e_r^2$ ou encore $e_r^2 = e''^2 - \frac{e_p^2 + e_i^2}{n}$.

Le calcul poursuivi d'après ces idées directrices et dont on trouvera plus bas les résultats, est basé sur l'hypothèse suivante, qu'il est bon d'expliciter.

Pour un régime d'essai donné, les conditions de marche du moteur étant maintenues constantes dans la mesure du possible, et spécialement celles qui, comme la puissance utile, la vitesse de rotation ou la température, sont susceptibles de réagir sur la pression moyenne motrice réelle dans le cylindre, on peut regarder celle-ci comme une constante pendant toute la durée de la marche au régime considéré. Il est, d'ailleurs, évident que les changements introduits dans l'indicateur en tant que ressorts ou pistons ne sont pas susceptibles de réagir sur la marche du moteur.

S'il en est ainsi, les différences entre les mesures successives que l'indicateur fournit de cette pression peuvent être regardées comme des erreurs accidentelles qu'il est licite de soumettre aux formules du calcul des probabilités applicables ou variations régies par le hasard.

L'expérience confirme cette manière de voir et nul désaccord systématique n'apparaît entre les résultats ainsi obtenus, ce qui autorise à tenir pour valable le mode de raisonnement employé.

§ B. — Erreurs dues au planimètre.

L'erreur probable relative sur la pression moyenne d'un diagramme, due au planimètre, e_p^s , a été déterminée en partant des valeurs de 300 lectures de surface faites sur 60 diagrammes moyens. Chacun d'eux ayant été parcouru cinq fois au planimètre a donné lieu à cinq mesures de sa surface.

Si l'on fait la différence $S_1 - S_2$ entre la mesure la plus grande et la mesure la plus petite d'un même diagramme, on obtient une certaine erreur totale, due au planimètre et à l'opérateur, comme nous l'avons fait remarquer.

Tous les diagrammes ayant été planimétrés par nous-mêmes, l'opérateur apparaît ici comme un élément invariable et c'est ce qui nous permet de comparer tous les résultats entre eux et d'en attribuer nominalement les différences au seul appareil de mesure.

Si l'on divise la différence $S_1 - S_2$ par l'aire moyenne S , on obtient l'erreur relative totale due au planimètre $E_p = \frac{S_1 - S_2}{S}$ évidemment égale à l'erreur relative totale sur la pression indiquée p , celle-ci se déduisant de S par une simple proportion.

Les tables de probabilités (1) qui fournissent le rapport probable entre l'écart probable relatif e et l'écart total E pour un nombre n d'observations donnent pour $n = 5$

$$\frac{E}{e} = 3,42.$$

On a donc pour chaque diagramme étudié

$$e = \frac{S_1 - S_2}{3,42 S}$$

En faisant ce calcul par les soixante diagrammes étudiés et en prenant la moyenne des résultats obtenus, nous avons trouvé $e = 0,0074$ que nous écrirons, ainsi que tous les écarts dont il sera question par la suite, en pour cent de la quantité mesurée pour éviter d'alourdir les notations de zéros inutiles, soit donc $e = 0,74 \%$.

Mais la valeur de l'aire S adoptée pour le calcul résulte, comme on l'a vu, de la moyenne de cinq mesures et on a la relation connue

$$e_p = \frac{e}{\sqrt{5}}$$

(1) Général JOURNÉE. *L'expérimentation des fusils de chasse*, Table III, p. 317.

rigueur les lois de probabilité ne sont malheureusement ici que des grands nombres... assez petits. Il est donc inutile de rechercher dans le cas présent une application très rigoureuse de ces lois, rigueur au demeurant inutile puisqu'il ne s'agit que d'estimer numériquement les erreurs dont sont entachés les chiffres du présent travail et non d'en donner une théorie générale.

Cependant, lorsque la détermination de l'erreur probable d'une mesure a dû être faite à partir d'un nombre d'observation réellement petit, nous avons tenu à en poursuivre le calcul par plusieurs méthodes différentes de façon à diminuer autant que possible l'incertitude de cette détermination.

Les conditions dans lesquelles se fait la mesure de la pression indiquée ou pression moyenne dans un moteur marchant à un régime déterminé, sont les suivantes :

On relève sur un même diagramme le tracé d'un nombre de cycles successifs assurant une bonne et lisible représentation du tracé d'ensemble, soit de 6 à 10 cycles en général.

Si ces cycles sont distincts, le tracé du diagramme moyen, soigneusement dessiné au crayon très dur et très fin, est exécuté, en laissant de part et d'autre, la moitié du nombre des cycles inscrits, compte tenu de leurs écartements : ce tracé ne s'étend généralement que dans la partie initiale du temps de détente les cycles, se confondant rapidement lorsque la combustion est terminée. Lorsque les cycles, sans être distincts, ont formé un trait épaissi, on se contente de tracer un trait fin et régulier au milieu de la largeur de la bande formée par ces différents tracés.

C'est le diagramme moyen ainsi défini qui constitue le document expérimental sur lequel sont basés les calculs.

Un certain nombre de diagrammes moyens semblables sont ainsi relevés dans des conditions identiques, le plus souvent 5 ou 6, parfois de 4 à 10.

On change alors le ressort de l'indicateur et on recommence les mêmes opérations en employant successivement tous les ressorts utilisables dans les conditions de marche où l'on se trouve, en changeant au besoin le piston d'indicateur lorsque cela permet de faire usage d'un plus grand nombre de ressorts : pendant ce temps, les conditions de marche du moteur, autrement dit son régime, restent constantes.

L'ensemble des diagrammes réunis ainsi constitue un essai.

En dehors des erreurs systématiques dues par exemple à un fonctionnement défectueux de l'indicateur ou de son montage sur le moteur — commande et canal de communication — erreurs qui, sur le moteur expérimental ont été, comme on l'a vu, éliminées autant que possible, les mesures de pression moyenne sont soumises à des erreurs accidentelles dont l'étude fait l'objet des considérations suivantes :

Une première cause d'erreur est due à l'emploi du planimètre pour la mesure de l'aire du diagramme moyen.

Cette méthode, de beaucoup supérieure comme précision à la détermination de l'ordonnée moyenne par les procédés graphiques classiques basés sur l'emploi des ordonnées successives, n'introduit avec un planimètre en bon état et convenablement réglé aucune erreur systématique, mais seulement des erreurs accidentelles, lesquelles ne dépendent pas seulement des imperfections de l'instrument, mais aussi et surtout de l'habileté de l'opérateur.

En raison de ces erreurs, l'aire S du diagramme moyen n'est déterminée qu'avec une erreur relative probable $\frac{\delta S}{S}$ que nous appellerons e_p , l'indice p rappelant le nom du planimètre, cause à laquelle nous convenons d'attribuer cette erreur dont l'appareil de mesure n'est pas seul responsable.

Dans l'ensemble des pressions moyennes, déduites des diagrammes relevés avec le même indicateur, le même piston et le même ressort au même régime de marche, on observe des variations accidentelles entre les diagrammes successifs, différences qui correspondent à une nouvelle erreur probable sur la pression, résultant à la fois de l'indicateur et du planimètre et que nous appellerons e' .

On sait que, dans ces conditions, l'erreur probable due à l'indicateur seul, soit e_i est liée à e_p et e' par la relation

$$e'^2 = e_p^2 + e_i^2 \quad \text{ou} \quad e_i = \sqrt{e'^2 - e_p^2}$$

Enfin, en comparant entre eux les résultats fournis, toujours au même régime de marche du moteur, par les différents ressorts employés (avec un ou plusieurs pistons, le changement du piston de l'indicateur n'introduisant par lui-même aucune cause d'erreur), on observe que les différents ressorts fournissent des résultats différents, ce qui montre l'influence des ressorts sur le résultat des mesures de pression moyenne.

On pourra alors définir une nouvelle erreur probable, due en partie à l'influence du ressort, que l'expérience conduit à considérer comme accidentelle si le nombre des ressorts est suffisant, et que nous appellerons e'' .

Mais, la détermination de e'' se fait en partant de la valeur des pressions indiquées par les différents ressorts. Chacune de ces pressions étant définie par la mesure de n diagrammes moyens pris dans des conditions identiques, et dont chacune est entachée d'une erreur probable e' la moyenne de ces n diagrammes présentera une erreur probable $\frac{e'}{\sqrt{n}}$.

Si l'on appelle e_r la portion de l'erreur probable due à l'influence du ressort d'indicateur, on a $e''^2 = \frac{e'^2}{n} + e_r^2$ ou encore $e_r^2 = e''^2 - \frac{e_p^2 + e_i^2}{n}$.

Le calcul poursuivi d'après ces idées directrices et dont on trouvera plus bas les résultats, est basé sur l'hypothèse suivante, qu'il est bon d'explicitier.

Pour un régime d'essai donné, les conditions de marche du moteur étant maintenues constantes dans la mesure du possible, et spécialement celles qui, comme la puissance utile, la vitesse de rotation ou la température, sont susceptibles de réagir sur la pression moyenne motrice réelle dans le cylindre, on peut regarder celle-ci comme une constante pendant toute la durée de la marche au régime considéré. Il est, d'ailleurs, évident que les changements introduits dans l'indicateur en tant que ressorts ou pistons ne sont pas susceptibles de réagir sur la marche du moteur.

S'il en est ainsi, les différences entre les mesures successives que l'indicateur fournit de cette pression peuvent être regardées comme des erreurs accidentelles qu'il est licite de soumettre aux formules du calcul des probabilités applicables ou variations régies par le hasard.

L'expérience confirme cette manière de voir et nul désaccord systématique n'apparaît entre les résultats ainsi obtenus, ce qui autorise à tenir pour valable le mode de raisonnement employé.

§ B. — Erreurs dues au planimètre.

L'erreur probable relative sur la pression moyenne d'un diagramme, due au planimètre, e_p , a été déterminée en partant des valeurs de 300 lectures de surface faites sur 60 diagrammes moyens. Chacun d'eux ayant été parcouru cinq fois au planimètre a donné lieu à cinq mesures de sa surface.

Si l'on fait la différence $S_1 - S_2$ entre la mesure la plus grande et la mesure la plus petite d'un même diagramme, on obtient une certaine erreur totale, due au planimètre et à l'opérateur, comme nous l'avons fait remarquer.

Tous les diagrammes ayant été planimétrés par nous-mêmes, l'opérateur apparaît ici comme un élément invariable et c'est ce qui nous permet de comparer tous les résultats entre eux et d'en attribuer nominalement les différences au seul appareil de mesure.

Si l'on divise la différence $S_1 - S_2$ par l'aire moyenne S , on obtient l'erreur relative totale due au planimètre $E_p = \frac{S_1 - S_2}{S}$ évidemment égale à l'erreur relative totale sur la pression indiquée p , celle-ci se déduisant de S par une simple proportion.

Les tables de probabilités (1) qui fournissent le rapport probable entre l'écart probable relatif e et l'écart total E pour un nombre n d'observations donnent pour $n = 5$

$$\frac{E}{e} = 3,42.$$

On a donc pour chaque diagramme étudié

$$e = \frac{S_1 - S_2}{3,42 S}$$

En faisant ce calcul par les soixante diagrammes étudiés et en prenant la moyenne des résultats obtenus, nous avons trouvé $e = 0,0074$ que nous écrirons, ainsi que tous les écarts dont il sera question par la suite, en pour cent de la quantité mesurée pour éviter d'alourdir les notations de zéros inutiles, soit donc $e = 0,74 \%$.

Mais la valeur de l'aire S adoptée pour le calcul résulte, comme on l'a vu, de la moyenne de cinq mesures et on a la relation connue

$$e_p = \frac{e}{\sqrt{5}}$$

(1) Général JOURNÉE. *L'expérimentation des fusils de chasse*, Table III, p. 317.

entre l'erreur probable e sur une mesure de l'aire définie ci-dessus et l'erreur probable e_p sur la valeur S fournie par l'ensemble des cinq mesures faites au planimètre. On a donc, en définitive,

$$e_p = 0,33 \text{ } \%.$$

Cette précision, comme on le verra par la suite, est largement suffisante, elle montre qu'il est inutile de faire plus de cinq lectures au planimètre, et que dans bien des cas un nombre plus faible pourrait suffire.

Il est assez curieux de chercher quelle déformation devrait subir le diagramme tout le long de son contour pour engendrer semblable erreur.

Considérons pour cela un diagramme correspondant à la moyenne de ceux qui ont été obtenus dans les essais; ses dimensions seraient les suivantes :

Surface $S = 550 \text{ mm}^2$, longueur $l = 76 \text{ mm.}$, hauteur maxima à l'explosion $h = 40 \text{ mm.}$, développement total du contour en suivant les quatre phases du cycle $L = 350 \text{ mm.}$

L'erreur probable de 0,33 %, sur la surface S , correspond à une aire $\delta S = 1 \text{ mm}^2 82$, le déplacement δx normal au contour du diagramme qu'il faudrait faire subir à ce contour pour engendrer la

$$\text{variation d'aire } \delta S \text{ est } \delta x = \frac{\delta S}{L} = \frac{1,82}{350} = 0 \text{ mm. } 0052$$

soit seulement un peu plus de cinq microns.

Il faut bien se garder de conclure que la trajectoire moyenne suivie par le planimètre ne s'écarte de la ligne réelle du diagramme que de cette infime distance inappréciable à l'œil et irréalisable à la main : les écarts réels sont incomparablement plus grands, mais l'habitude permet de corriger immédiatement un petit écart d'un sens par un autre de sens opposé et de grandeur estimée analogue, et l'on juge seulement par le résultat ci-dessus de la valeur d'ensemble de ces corrections.

C'est elle qui définit l'habileté de l'opérateur dans la manœuvre du planimètre: nous n'avons, d'ailleurs, obtenus les résultats ci-dessus que grâce à une grande habitude, une bonne vue et des précautions sur le détail desquels il est inutile d'insister. En augmentant le temps, le soin et l'habileté mis en œuvre, il est d'ailleurs possible d'arriver à une précision encore supérieure.

Cette considération de la déformation normale du contour d'un diagramme fournit, d'ailleurs, l'explication de l'une des raisons de la difficulté plus grande que l'on éprouve à faire des mesures de pression indiquée sur les diagrammes de moteurs à quatre temps, comparés à ceux des machines à vapeur.

En effet, l'habileté de l'opérateur et la précision du planimètre, c'est-à-dire l'erreur e_p , pouvant être regardées comme une des données du problème, il est facile de voir qu'un diagramme de moteur à quatre temps entraînera, dans la mesure de sa surface, une erreur relative sensiblement double de celle que subira un diagramme de machine à vapeur, où la longueur l du diagramme n'est parcourue que deux fois au lieu de quatre.

Il en est de même pour les erreurs de l'indicateur, lesquelles se traduisent par un déplacement en hauteur des tracés des phases du cycle.

On peut donc affirmer que, toutes choses égales d'ailleurs, un diagramme de moteur à quatre temps comportera des erreurs doubles de celles que subirait un diagramme de machine à vapeur de dimensions équivalentes : de plus, loin d'être égales, comme on vient de le supposer, toutes les autres conditions d'enregistrement tendent à avantager de nouveau la machine à vapeur, ce rapport de 2 entre les erreurs probables commises sur les deux types de cycles doit donc être regardé comme un minimum.

§ C. — Erreurs dues au fonctionnement de l'indicateur proprement dit.

Pour déterminer cette erreur, on a relevé sur deux indicateurs différents, le Maihak n° 2 employé dans les essais et un Crosby type New à ressort extérieur, trois séries de douze diagrammes par appareil avec un seul piston et un seul ressort par appareil pour l'ensemble de l'essai, soit, en tout, soixante-douze diagrammes. La pression moyenne a varié entre 4 kg./cm² 5 et 5 kg./cm² dans les différentes séries. L'erreur probable d'une mesure a été déterminée de trois façons différentes :

1re Méthode. — On considère l'écart entre la plus forte valeur et la plus faible des pressions dans une même série, ou écart total, l'écart total relatif est $E' = \frac{p_1 - p_2}{p}$ et l'erreur probable relative est d'après les tables de probabilité $e' = \frac{E'}{5,14}$ cette erreur est due à la fois à l'erreur sur la mesure au

planimètre e_p précédemment calculée et à l'erreur introduite par le fonctionnement de l'indicateur lui-même, ou e_r .

On a relevé dans les mesures les valeurs suivantes pour le calcul de e'

INDICATEUR	SÉRIES	p kg./cm ²	$p_1 - p_2$	$E' \%$	$e' \%$	MOYENNE de e'
Maihak	1	4,90	0,11	2,25	0,44	0,35
	2	5,03	0,08	1,59	0,31	
	3	5,00	0,08	1,60	0,31	
Crosby New.....	1	4,44	0,13	2,87	0,56	0,51
	2	4,49	0,14	3,13	0,61	
	3	4,49	0,08	1,80	0,35	

2^e Méthode. — On calcule l'écart de chaque lecture à la valeur moyenne de sa série et l'on calcule en partant de là l'erreur moyenne relative ϵ' . On en tire l'erreur probable e' par la relation (1)

$$e' = 0,8453 \sqrt{\frac{n}{n-1}} \epsilon'$$

en appelant n le nombre des observations d'une même série, ce qui donne ici $e' = 0,88 \epsilon'$.

Les valeurs suivantes sont fournies par cette méthode :

INDICATEUR	NUMÉROS DES SÉRIES	$\epsilon' \%$	$e' \%$	MOYENNE de $e' \%$
Maihak.....	1	0,578	0,51	0,39
	2	0,317	0,28	
	3	0,428	0,38	
Crosby New..	1	0,803	0,71	0,57
	2	0,635	0,56	
	3	0,512	0,45	

3^e Méthode. — On fait les différences successives $p_1 - p_2, p_2 - p_3, \dots, p_{n-1} - p_n, p_n - p_1$ des valeurs de la pression moyenne p de chaque diagramme dans l'ordre où ils ont été relevés, et pour tous les n diagrammes d'une même série, et l'on calcule la moyenne d' de ces différences.

Le quotient $\delta' = \frac{d'}{p}$ de cette moyenne par la pression p de la série considérée est lié à l'erreur probable relative par la relation $e' = 0,5978 \delta'$ soit sensiblement $e' = 0,6 \delta'$ puisqu'il nous suffit de deux chiffres significatifs exacts.

On obtient ainsi les valeurs suivantes :

INDICATEUR	NUMÉROS DES SÉRIES	d'	$\delta' \%$	$e' \%$	MOYENNE de $e' \%$
Maihak.....	1	0,0425	0,87	0,52	0,44
	2	0,045	0,89	0,53	
	3	0,023	0,46	0,28	
Crosby New..	1	0,035	0,79	0,47	0,37
	2	0,025	0,56	0,34	
	3	0,023	0,51	0,31	

entre l'erreur probable e sur une mesure de l'aire définie ci-dessus et l'erreur probable e_p sur la valeur S fournie par l'ensemble des cinq mesures faites au planimètre. On a donc, en définitive,

$$e_p = 0,33 \text{ } \%.$$

Cette précision, comme on le verra par la suite, est largement suffisante, elle montre qu'il est inutile de faire plus de cinq lectures au planimètre, et que dans bien des cas un nombre plus faible pourrait suffire.

Il est assez curieux de chercher quelle déformation devrait subir le diagramme tout le long de son contour pour engendrer semblable erreur.

Considérons pour cela un diagramme correspondant à la moyenne de ceux qui ont été obtenus dans les essais; ses dimensions seraient les suivantes :

Surface $S = 550 \text{ mm}^2$, longueur $l = 76 \text{ mm.}$, hauteur maxima à l'explosion $h = 40 \text{ mm.}$, développement total du contour en suivant les quatre phases du cycle $L = 350 \text{ mm.}$

L'erreur probable de 0,33 %, sur la surface S , correspond à une aire $\delta S = 1 \text{ mm}^2 82$, le déplacement δx normal au contour du diagramme qu'il faudrait faire subir à ce contour pour engendrer la

$$\text{variation d'aire } \delta S \text{ est } \delta x = \frac{\delta S}{L} = \frac{1,82}{350} = 0 \text{ mm. } 0052$$

soit seulement un peu plus de cinq microns.

Il faut bien se garder de conclure que la trajectoire moyenne suivie par le planimètre ne s'écarte de la ligne réelle du diagramme que de cette infime distance inappréciable à l'œil et irréalizable à la main : les écarts réels sont incomparablement plus grands, mais l'habitude permet de corriger immédiatement un petit écart d'un sens par un autre de sens opposé et de grandeur estimée analogue, et l'on juge seulement par le résultat ci-dessus de la valeur d'ensemble de ces corrections.

C'est elle qui définit l'habileté de l'opérateur dans la manœuvre du planimètre: nous n'avons, d'ailleurs, obtenus les résultats ci-dessus que grâce à une grande habitude, une bonne vue et des précautions sur le détail desquels il est inutile d'insister. En augmentant le temps, le soin et l'habileté mis en œuvre, il est d'ailleurs possible d'arriver à une précision encore supérieure.

Cette considération de la déformation normale du contour d'un diagramme fournit, d'ailleurs, l'explication de l'une des raisons de la difficulté plus grande que l'on éprouve à faire des mesures de pression indiquée sur les diagrammes de moteurs à quatre temps, comparés à ceux des machines à vapeur.

En effet, l'habileté de l'opérateur et la précision du planimètre, c'est-à-dire l'erreur e_p , pouvant être regardées comme une des données du problème, il est facile de voir qu'un diagramme de moteur à quatre temps entraînera, dans la mesure de sa surface, une erreur relative sensiblement double de celle que subira un diagramme de machine à vapeur, où la longueur l du diagramme n'est parcourue que deux fois au lieu de quatre.

Il en est de même pour les erreurs de l'indicateur, lesquelles se traduisent par un déplacement en hauteur des tracés des phases du cycle.

On peut donc affirmer que, toutes choses égales d'ailleurs, un diagramme de moteur à quatre temps comportera des erreurs doubles de celles que subirait un diagramme de machine à vapeur de dimensions équivalentes : de plus, loin d'être égales, comme on vient de le supposer, toutes les autres conditions d'enregistrement tendent à avantager de nouveau la machine à vapeur, ce rapport de 2 entre les erreurs probables commises sur les deux types de cycles doit donc être regardé comme un minimum.

§ C. — Erreurs dues au fonctionnement de l'indicateur proprement dit.

Pour déterminer cette erreur, on a relevé sur deux indicateurs différents, le Maihak n° 2 employé dans les essais et un Crosby type New à ressort extérieur, trois séries de douze diagrammes par appareil avec un seul piston et un seul ressort par appareil pour l'ensemble de l'essai, soit, en tout, soixante-douze diagrammes. La pression moyenne a varié entre 4 kg./cm² 5 et 5 kg./cm² dans les différentes séries. L'erreur probable d'une mesure a été déterminée de trois façons différentes :

1re Méthode. — On considère l'écart entre la plus forte valeur et la plus faible des pressions dans une même série, ou écart total, l'écart total relatif est $E' = \frac{P_1 - P_2}{p}$ et l'erreur probable relative est d'après les tables de probabilité $e' = \frac{E'}{5,14}$ cette erreur est due à la fois à l'erreur sur la mesure au

planimètre e_p précédemment calculée et à l'erreur introduite par le fonctionnement de l'indicateur lui-même, ou e_r .

On a relevé dans les mesures les valeurs suivantes pour le calcul de e'

INDICATEUR	SÉRIES	p kg./cm ²	$p_1 - p_2$	$E' \%$	$e' \%$	MOYENNE de e'
Maihak	1	4,90	0,11	2,25	0,44	0,35
	2	5,03	0,08	1,59	0,31	
	3	5,00	0,08	1,60	0,31	
Crosby New.....	1	4,44	0,13	2,87	0,56	0,51
	2	4,49	0,14	3,13	0,61	
	3	4,49	0,08	1,80	0,35	

2^e Méthode. — On calcule l'écart de chaque lecture à la valeur moyenne de sa série et l'on calcule en partant de là l'erreur moyenne relative ϵ' . On en tire l'erreur probable e' par la relation (1)

$$e' = 0,8453 \sqrt{\frac{n}{n-1}} \epsilon'$$

en appelant n le nombre des observations d'une même série, ce qui donne ici $e' = 0,88 \epsilon'$.

Les valeurs suivantes sont fournies par cette méthode :

INDICATEUR	NUMÉROS DES SÉRIES	$\epsilon' \%$	$e' \%$	MOYENNE de $e' \%$
Maihak.....	1	0,578	0,51	0,39
	2	0,317	0,28	
	3	0,428	0,38	
Crosby New..	1	0,803	0,71	0,57
	2	0,635	0,56	
	3	0,512	0,45	

3^e Méthode. — On fait les différences successives $p_1 - p_2, p_2 - p_3, \dots, p_{n-1} - p_n, p_n - p_1$ des valeurs de la pression moyenne p de chaque diagramme dans l'ordre où ils ont été relevés, et pour tous les n diagrammes d'une même série, et l'on calcule la moyenne d' de ces différences.

Le quotient $\delta' = \frac{d'}{p}$ de cette moyenne par la pression p de la série considérée est lié à l'erreur probable relative par la relation $e' = 0,5978 \delta'$ soit sensiblement $e' = 0,6 \delta'$ puisqu'il nous suffit de deux chiffres significatifs exacts.

On obtient ainsi les valeurs suivantes :

INDICATEUR	NUMÉROS DES SÉRIES	d'	$\delta' \%$	$e' \%$	MOYENNE de $e' \%$
Maihak.....	1	0,0425	0,87	0,52	0,44
	2	0,045	0,89	0,53	
	3	0,023	0,46	0,28	
Crosby New..	1	0,035	0,79	0,47	0,37
	2	0,025	0,56	0,34	
	3	0,023	0,51	0,31	

(1) Commandant Gozot, *Journal des Sciences militaires*, 1904. — Voir aussi J. BERTRAND, *Calcul des probabilités*.

Les trois méthodes donnent, on le voit, des résultats un peu différents, mais cependant comparables, surtout en ce qui concerne l'indicateur Maihak, dont on peut considérer l'erreur e' comme déterminée de façon satisfaisante. En prenant la moyenne des résultats par série de mesures ou par méthode de calcul, on peut d'ailleurs constater que les écarts des résultats sont analogues : il est difficile d'espérer mieux.

On obtient donc comme valeur de l'erreur probable pour les deux indicateurs employés :

$$\begin{aligned}\text{Maihak} & \dots\dots\dots e' = 0,39 \text{ } \text{‰} \\ \text{Crosby New} & \dots\dots\dots e' = 0,48 \text{ } \text{‰}\end{aligned}$$

Mais nous avons vu que cette erreur probable globale e' était liée aux erreurs probables e_p due au planimètre et e_i due à l'indicateur par la relation $e_i = \sqrt{e'^2 - e_p^2}$ donnant l'erreur e_i cherchée, on a alors, puisque $e_p = 0,33$

$$\begin{aligned}\text{Maihak} & \dots\dots\dots e_i = \sqrt{0,39^2 - 0,33^2} = 0,21 \text{ } \text{‰} \\ \text{Crosby New} & \dots\dots\dots e_i = \sqrt{0,48^2 - 0,33^2} = 0,35 \text{ } \text{‰}\end{aligned}$$

Ces valeurs montrent l'indicateur Crosby comme légèrement inférieur à l'indicateur Maihak au point de vue de la régularité du fonctionnement ; bien que l'écart soit faible, ce résultat avait été prévu d'après l'examen des deux appareils et des tracés fournis et c'est l'indicateur Maihak qui a été employé pour l'ensemble des essais, et l'étude qui suit lui est exclusivement consacrée.

On voit que l'erreur probable sur la mesure d'un seul diagramme, comparée à la valeur fournie par un nombre considérable de diagrammes semblables est avec l'indicateur Maihak un peu inférieure à $\frac{4}{1.000}$.

Il en résulte que l'erreur probable sur une série de 4 à 9 diagrammes étant deux à trois fois plus faible ne sera plus que de 1,3 à 2 millièmes ; il est donc inutile de prendre dans des conditions identiques, c'est-à-dire avec le même ressort et le même piston d'indicateur, un nombre de diagrammes plus élevé.

En effet, ces erreurs sont inférieures aux erreurs systématiques précédemment signalées comme pouvant, dans des conditions pratiques normales d'emploi des indicateurs, provenir soit des commandes proprement dites, des cordes, des jeux ou des frottements de l'indicateur et de sa communication avec le cylindre.

Nous avons, par exemple, relevé entre les deux meilleurs canaux de communication, une différence de 2 millièmes environ sur le moteur expérimental et cela dans des conditions exceptionnellement favorables qui se rencontrent rarement en pratique. Le paragraphe suivant montrera que d'autres causes d'erreurs accidentelles sont susceptibles d'influer davantage sur la précision des mesures.

§ D. — Erreurs dues aux ressorts.

L'expérience montre que les différents ressorts d'indicateur employés au cours d'un même essai en régime constant donnent, pour la mesure de la pression moyenne, des valeurs légèrement différentes.

On a donc tout intérêt à ne pas se borner à l'emploi d'un seul ressort lors d'une mesure, mais au contraire à en utiliser le plus grand nombre possible, afin de diminuer cette influence perturbatrice qui apparaît comme une cause d'erreurs accidentelles.

Le changement du ressort de l'indicateur ne peut, en effet, avoir aucune influence sur la pression moyenne motrice réelle dans le moteur, et la différence entre cette valeur constante et ses mesures successives par les différents ressorts représente l'erreur due à l'influence de ceux-ci.

Si le ressort a été préalablement taré d'une façon convenable et si sa flexibilité est régulière et bien connue, on n'a pas à craindre d'erreur de ce fait : cette erreur serait d'ailleurs systématique et pourrait être mise en évidence par la comparaison des résultats obtenus. Ce fait n'a pas été observé dans les mesures faites avec les ressorts Maihak qui avaient été préalablement tarés sur une balance spéciale très précise avec le plus grand soin.

De même, si par suite d'une construction défectueuse un ressort engendrait dans le fonctionnement de l'indicateur des frottements excessifs, cette cause d'erreur systématique pourrait également être décelée par l'examen du diagramme, plus facilement même que la précédente, chose qui n'a pas eu lieu non plus dans nos mesures.

On est donc fondé à considérer les erreurs dues aux ressorts comme un phénomène accidentel, et à l'étudier de la même façon que les précédents.

Les données expérimentales mises en œuvre résultent de quarante-deux mesures obtenues avec dix ressorts différents sur le même indicateur Mailhak à 12 régimes de marche du moteur, chaque essai en régime étant fait avec trois, quatre ou cinq ressorts.

Les pressions moyennes p ont varié de 0 kg./cm² 63 à 6 kg./cm² 83 embrassant tout le champ d'application de l'indicateur aux moteurs à explosions étudiés sans que ces variations, cependant considérables, aient paru influencer sur la valeur correspondante de l'erreur probable relative correspondante : il est toutefois impossible de se prononcer rigoureusement sur ce point, le nombre des valeurs expérimentales obtenues n'étant pas encore suffisant.

Il est cependant assez grand pour permettre de traiter le calcul des erreurs dues aux ressorts par les mêmes méthodes que les précédentes.

1° Pour cela, on a déterminé la pression moyenne p de chaque essai et calculé l'écart relatif total E'' de chaque essai avec les n ressorts employés et déterminé l'écart probable correspondant e'' par la formule $e'' = \frac{E''}{f(n)}$ ce qui a fourni douze valeurs de e correspondant aux douze essais étudiés.

La moyenne de ces valeurs est $e'' = 0,82 \text{ ‰}$.

2° Ensuite, on a calculé cette erreur probable en partant de la valeur moyenne e'' de l'écart d'une mesure fournie par un ressort à la pression moyenne p de l'essai considéré ; la relation $e = 0,84 \sqrt{\frac{n}{n-1}} e''$ a donné une nouvelle valeur. $e'' = 0,79 \text{ ‰}$.

3° Puis les différences des pressions successives $p_h - p_{h+1}$ dans un même essai divisées par la pression p ont donné pour moyenne une valeur δ'' telle que $e'' = 0,6 \delta'' = 0,80 \text{ ‰}$.

Les trois méthodes ont donné cette fois des résultats très peu différents et la valeur de l'écart probable e'' entre la mesure de la pression donnée par un seul ressort et la moyenne obtenue en utilisant plusieurs ressorts peut être prise égale à 0,80 ‰ avec une bonne précision.

Mais cette erreur e'' dépend également des erreurs dues au planimètre e_p et à l'indicateur e_i . On en déduit l'erreur probable due au ressort seul e_r d'après la relation indiquée au paragraphe A.

$$e_r = \sqrt{e''^2 - \frac{e_p^2}{n} + \frac{e_i^2}{n}} = \sqrt{e''^2 - \frac{e'^2}{n}}$$

n étant le nombre de diagrammes identiques enregistrés avec un ressort ; nous avons vu que $n = 5$ en moyenne, et que $e' = 0,39$ avec l'indicateur Mailhak. On a alors : $e_r = 0,78 \text{ ‰}$.

Telle est la valeur la plus probable de l'erreur probable due à l'influence seule des ressorts.

On remarque immédiatement que cette erreur probable est beaucoup plus importante que les erreurs dues au planimètre $e_p = 0,33 \text{ ‰}$ et à l'indicateur proprement dit $e_i = 0,21 \text{ ‰}$, lesquelles donnent une erreur probable sur un seul diagramme $e' = 0,39 \text{ ‰}$, correspondant à une série de cinq diagrammes à une erreur probable $\frac{0,39}{\sqrt{5}} = 0,16 \text{ ‰}$.

Cette valeur est petite devant $e_r = 0,78 \text{ ‰}$ puisqu'elle accroît l'erreur probable résultante e'' de 0,78 à 0,80 ‰ seulement, comme on vient de le voir.

Il n'y a donc aucun avantage à accroître n dans le but de diminuer e'' .

Tout au contraire, l'intérêt qu'il y a à augmenter le nombre r des ressorts utilisés à un essai est évident puisque l'erreur probable sur l'essai est

$$\sqrt{\frac{e_r^2}{r} + \frac{e'^2}{n}}$$

Dans nos essais, on a eu dans l'ensemble une valeur de r voisine de 4, dans ces conditions, l'erreur probable a été égale sensiblement à 0,4 ‰ étant bien entendu que l'erreur dont il est question ici n'est que l'erreur accidentelle due aux causes envisagées dans le calcul et à laquelle viennent s'ajouter toutes les causes d'erreurs systématiques précédemment définies, variables d'une machine à l'autre, et qu'il est pratiquement impossible de chiffrer, tous les soins de l'expérimentateur devant seulement tendre à les rendre les plus petites possibles.

Mais, tout bornés qu'ils soient à la détermination des erreurs accidentelles, les calculs précédents n'en présentent pas moins un intérêt pratique certain. Ils permettent, par exemple, de critiquer un usage très répandu parmi les techniciens qui ont à faire des essais à l'indicateur et qui se bornent à l'emploi d'un seul ressort d'indicateur tout en relevant souvent un nombre considérable de diagrammes dans l'espoir d'augmenter ainsi la précision de leurs mesures, procédé évidemment très imparfait dans son principe.

Pour opérer un choix rationnel de n nombre des diagrammes pris avec un même ressort, et de r nombre des ressorts, le nombre total $N = n r$ de diagrammes que l'on a décidé de prendre dans l'essai étant donné, on devrait faire usage de la relation

$$E = \sqrt{\frac{e_r^2}{r} + \frac{e'^2}{n}}$$

les deux erreurs probables e_r et e' étant les données du problème.

On déterminerait alors les valeurs de r et n les plus avantageuses pour la précision des mesures, c'est-à-dire celles qui rendent minima l'erreur relative probable d'ensemble E sur l'essai tout entier. Le calcul de ces deux valeurs est extrêmement simple puisqu'il suffit d'annuler la dérivée de la quantité sous le radical f que l'on peut écrire.

$$f = \frac{e_r^2}{r} + \frac{r e'^2}{N}$$

On a donc :

$$\frac{df}{dr} = -\frac{e_r^2}{r^2} + \frac{e'^2}{N} = 0 \quad \text{ou} \quad r^2 = N \frac{e_r^2}{e'^2} = N k^2 \quad \text{et} \quad n^2 = \frac{N}{k^2}$$

Une application numérique montrera l'intérêt de cette détermination. Supposons que l'on veuille faire avec l'indicateur Maihak un essai en régime pour lequel on décide de relever $N = 36$ diagrammes.

On a vu qu'avec cet appareil $e_r = 0,78$ $e' = 0,39$ $K = \frac{e_r}{e'} = 2$.

On a donc $n^2 = \frac{36}{4}$ soit $n = 3$

et par suite $r = \frac{36}{3} = 12$.

On devra donc relever trois diagrammes seulement avec chaque ressort et faire emploi de douze de ceux-ci, afin d'obtenir l'erreur d'ensemble minima qui serait alors :

$$E_m = \sqrt{\frac{0,78^2}{12} + \frac{0,39^2}{4}} = 0,32 \text{ } \%$$

tandis qu'en suivant l'usage courant et en employant un seul ressort, on obtiendrait avec $n = 36$ $r = 1$

$$E = \sqrt{\frac{0,78^2}{1} + \frac{0,39^2}{36}} = 0,81 \text{ } \%$$

soit une erreur probable presque triple de la précédente ; le gain en vaut donc la peine.

On trouvera ci-dessous les raisons qui nous ont empêché de nous placer dans les conditions de précision optima lors de nos essais à l'indicateur.

§ E. — Choix des ressorts. — Ses limites.

Nos efforts, en effet — bien que guidés au début par des considérations différentes, basées sur les résistances de frottement engendrées dans l'indicateur par les différents ressorts et qui sont exposées plus loin — ont toujours tendu à l'emploi du plus grand nombre possible de ressorts dans chaque essai, soit, en pratique, tous ceux qui se trouvaient utilisables dans les conditions de marche envisagées.

Les résultats des calculs d'erreurs précédents, bien que venant après coup puisqu'ils sont basés sur l'ensemble des mesures faites, justifient cette tendance de façon complète.

Le nombre malgré tout très modeste, en moyenne voisin de quatre, des ressorts employés à chaque essai tient, en effet, à des raisons de disponibilités matérielles et à des limites pratiques imposées dans le choix des ressorts.

L'indicateur Maihak employé nous a été, en effet, livré muni de dix ressorts, nombre pourtant très supérieur déjà à la coutume, quatre ressorts ont été livrés ensuite pendant le cours des essais, et deux sont encore attendus à l'heure actuelle.

De plus, cet indicateur a été muni de trois pistons de dimensions différentes, portant à quarante-deux le nombre des combinaisons actuellement réalisables.

Les diamètres de ces pistons sont de 20 mm. 27, 14 mm. 35 et 9 mm. 06, donnant respectivement les surfaces suivantes :

Piston normal, dit N,	surface	3 cm ² 230	ou	$\frac{1}{2}$	pouce carré anglais	
Piston dit.....	$\frac{N}{2}$	—	1 cm ² 615	ou	$\frac{1}{4}$	—
Piston dit.....	$\frac{N}{5}$	—	0 cm ² 646	ou	$\frac{1}{10}$	—

Les ressorts existant actuellement donnent avec le piston N et pour une pression de 1 kg./cm² les ordonnées suivantes qui définissent leur flexibilité :

1,2 1,5 2 2,5 3 3,5 4 5 7 8 12 20 30 et 60 mm.
 lesquelles, bien entendu, sont divisées par 2 ou 5 si l'on emploie les pistons $\frac{N}{2}$ et $\frac{N}{5}$ à la place du piston N.

Pour l'essai d'un moteur à un régime défini par la pression maxima d'explosion et la vitesse de rotation, le choix, parmi cette série, de celles des quarante-deux combinaisons possibles qui se trouvent utilisables est réduit, comme on va le voir, à un très petit nombre de ressorts en raison des nécessités pratiques qu'impose le tracé d'un diagramme utilisable à des mesures de précision.

Tout d'abord un tel tracé doit reproduire, sans altération graves, les pressions régnant dans le cylindre : cette condition nécessite que la période propre de vibration de l'indicateur muni de son ressort ne devienne pas trop grande quand on la compare à la durée d'une course du moteur, faute de quoi les effets d'inertie troubleraient le tracé des parties du diagramme où la pression subit des variations rapides (1).

Cette condition qui amène à choisir des ressorts de faible flexibilité représente le piston $\frac{N}{5}$ comme défavorable à cet égard ; il en est bien ainsi et la pratique a montré qu'aux allures de 200 à 250 t./m. auxquelles ont été faits la plupart des essais, son emploi doit être évité dans la mesure du possible.

Les combinaisons utilisables se réduisent alors à l'emploi des deux pistons N et $\frac{N}{2}$.

La hauteur maxima de la course de l'indicateur est de 55 mm. environ, mais il est préférable de ne pas faire usage des 5 derniers millimètres, la trajectoire du style traceur n'étant pas une ligne droite mais une sorte de courbe à longue inflexion qui s'écarte de la verticale à l'extrémité supérieure de sa course : on dispose donc d'environ 50 mm.

Mais on doit, d'autre part, chercher à laisser au diagramme une hauteur suffisante pour éviter de diminuer par trop la facilité de lecture de la boucle inférieure du diagramme et la surface totale de celui-ci qui ferait diminuer avec elle la précision de la lecture au planimètre ; en effet, le développement périphérique du diagramme varie assez peu avec la hauteur, il en résulte que le rapport $\frac{S}{L}$ diminuant, la précision de la lecture au planimètre, qui en dépend, se trouve abaissée quand S décroît. On a pour cette raison avantage à ne pas faire descendre la hauteur du diagramme au-dessous de 30 mm.

Les limites entre lesquelles pourra varier la flexibilité des ressorts employés ne pourront donc être plus éloignées proportionnellement que de 5 à 3 environ.

Un exemple montrera mieux quelles sont les restrictions ainsi apportées aux choix des ressorts : supposons donc que l'on veuille faire un essai, à une charge moyenne, par exemple, pour éviter les cas extrêmes.

La pression d'explosion sera de 20 kg./cm², ce qui correspond à une pression moyenne d'environ 4 kg./cm², soit à une fraction de charge de $\frac{2}{3}$.

Il en résulte que les flexibilités limites seront :

$$\begin{aligned} \text{au maximum } \frac{50}{20} &= 2 \text{ mm. } 5 \\ \text{au minimum } \frac{30}{20} &= 1 \text{ mm. } 5 \end{aligned}$$

(1) Cf. L. LECORNU, *Dynamique appliquée*.

Pour opérer un choix rationnel de n nombre des diagrammes pris avec un même ressort, et de r nombre des ressorts, le nombre total $N = n r$ de diagrammes que l'on a décidé de prendre dans l'essai étant donné, on devrait faire usage de la relation

$$E = \sqrt{\frac{e r^2}{r} + \frac{e'^2}{n}}$$

les deux erreurs probables e_r et e' étant les données du problème.

On déterminerait alors les valeurs de r et n les plus avantageuses pour la précision des mesures, c'est-à-dire celles qui rendent minima l'erreur relative probable d'ensemble E sur l'essai tout entier. Le calcul de ces deux valeurs est extrêmement simple puisqu'il suffit d'annuler la dérivée de la quantité sous le radical f que l'on peut écrire.

$$f = \frac{e r^2}{r} + \frac{r e'^2}{N}$$

On a donc :

$$\frac{d f}{d r} = -\frac{e r^2}{r^2} + \frac{e'^2}{N} = 0 \quad \text{ou} \quad r^2 = N \frac{e r^2}{e'^2} = N k^2 \quad \text{et} \quad n^2 = \frac{N}{k^2}$$

Une application numérique montrera l'intérêt de cette détermination. Supposons que l'on veuille faire avec l'indicateur Maihak un essai en régime pour lequel on décide de relever $N = 36$ diagrammes.

On a vu qu'avec cet appareil $e_r = 0,78$ $e' = 0,39$ $K = \frac{e_r}{e'} = 2$.

On a donc $n^2 = \frac{36}{4}$ soit $n = 3$

et par suite $r = \frac{36}{3} = 12$.

On devra donc relever trois diagrammes seulement avec chaque ressort et faire emploi de douze de ceux-ci, afin d'obtenir l'erreur d'ensemble minima qui serait alors :

$$E_m = \sqrt{\frac{0,78^2}{12} + \frac{0,39^2}{4}} = 0,32 \text{ } \%$$

tandis qu'en suivant l'usage courant et en employant un seul ressort, on obtiendrait avec $n=36$ $r=1$

$$E = \sqrt{0,78^2 + \frac{0,39^2}{36}} = 0,81 \text{ } \%$$

soit une erreur probable presque triple de la précédente ; le gain en vaut donc la peine.

On trouvera ci-dessous les raisons qui nous ont empêché de nous placer dans les conditions de précision optima lors de nos essais à l'indicateur.

§ E. — Choix des ressorts. — Ses limites.

Nos efforts, en effet — bien que guidés au début par des considérations différentes, basées sur les résistances de frottement engendrées dans l'indicateur par les différents ressorts et qui sont exposées plus loin — ont toujours tendu à l'emploi du plus grand nombre possible de ressorts dans chaque essai, soit, en pratique, tous ceux qui se trouvaient utilisables dans les conditions de marche envisagées.

Les résultats des calculs d'erreurs précédents, bien que venant après coup puisqu'ils sont basés sur l'ensemble des mesures faites, justifient cette tendance de façon complète.

Le nombre malgré tout très modeste, en moyenne voisin de quatre, des ressorts employés à chaque essai tient, en effet, à des raisons de disponibilités matérielles et à des limites pratiques imposées dans le choix des ressorts.

L'indicateur Maihak employé nous a été, en effet, livré muni de dix ressorts, nombre pourtant très supérieur déjà à la coutume, quatre ressorts ont été livrés ensuite pendant le cours des essais, et deux sont encore attendus à l'heure actuelle.

De plus, cet indicateur a été muni de trois pistons de dimensions différentes, portant à quarante-deux le nombre des combinaisons actuellement réalisables.

Les diamètres de ces pistons sont de 20 mm. 27, 14 mm. 35 et 9 mm. 06, donnant respectivement les surfaces suivantes :

Piston normal, dit N,	surface	3 cm ² 230	ou	$\frac{1}{2}$ pouce carré anglais
Piston dit.....	$\frac{N}{2}$	—	1 cm ² 615	ou $\frac{1}{4}$ —
Piston dit.....	$\frac{N}{5}$	—	0 cm ² 646	ou $\frac{1}{10}$ —

Les ressorts existant actuellement donnent avec le piston N et pour une pression de 1 kg./cm² les ordonnées suivantes qui définissent leur flexibilité :

1,2 1,5 2 2,5 3 3,5 4 5 7 8 12 20 30 et 60 mm.
 lesquelles, bien entendu, sont divisées par 2 ou 5 si l'on emploie les pistons $\frac{N}{2}$ et $\frac{N}{5}$ à la place du piston N.

Pour l'essai d'un moteur à un régime défini par la pression maxima d'explosion et la vitesse de rotation, le choix, parmi cette série, de celles des quarante-deux combinaisons possibles qui se trouvent utilisables est réduit, comme on va le voir, à un très petit nombre de ressorts en raison des nécessités pratiques qu'impose le tracé d'un diagramme utilisable à des mesures de précision.

Tout d'abord un tel tracé doit reproduire, sans altération graves, les pressions régnant dans le cylindre : cette condition nécessite que la période propre de vibration de l'indicateur muni de son ressort ne devienne pas trop grande quand on la compare à la durée d'une course du moteur, faute de quoi les effets d'inertie troubleraient le tracé des parties du diagramme ou la pression subit des variations rapides (1).

Cette condition qui amène à choisir des ressorts de faible flexibilité représente le piston $\frac{N}{5}$ comme défavorable à cet égard ; il en est bien ainsi et la pratique a montré qu'aux allures de 200 à 250 t./m. auxquelles ont été faits la plupart des essais, son emploi doit être évité dans la mesure du possible.

Les combinaisons utilisables se réduisent alors à l'emploi des deux pistons N et $\frac{N}{2}$.

La hauteur maxima de la course de l'indicateur est de 55 mm. environ, mais il est préférable de ne pas faire usage des 5 derniers millimètres, la trajectoire du style traceur n'étant pas une ligne droite mais une sorte de courbe à longue inflexion qui s'écarte de la verticale à l'extrémité supérieure de sa course : on dispose donc d'environ 50 mm.

Mais on doit, d'autre part, chercher à laisser au diagramme une hauteur suffisante pour éviter de diminuer par trop la facilité de lecture de la boucle inférieure du diagramme et la surface totale de celui-ci qui ferait diminuer avec elle la précision de la lecture au planimètre ; en effet, le développement périphérique du diagramme varie assez peu avec la hauteur, il en résulte que le rapport $\frac{S}{L}$ diminuant, la précision de la lecture au planimètre, qui en dépend, se trouve abaissée quand S décroît. On a pour cette raison avantage à ne pas faire descendre la hauteur du diagramme au-dessous de 30 mm.

Les limites entre lesquelles pourra varier la flexibilité des ressorts employés ne pourront donc être plus éloignées proportionnellement que de 5 à 3 environ.

Un exemple montrera mieux quelles sont les restrictions ainsi apportées aux choix des ressorts : supposons donc que l'on veuille faire un essai, à une charge moyenne, par exemple, pour éviter les cas extrêmes.

La pression d'explosion sera de 20 kg./cm², ce qui correspond à une pression moyenne d'environ 4 kg./cm², soit à une fraction de charge de $\frac{2}{3}$.

Il en résulte que les flexibilités limites seront :

$$\begin{aligned} \text{au maximum } \frac{50}{20} &= 2 \text{ mm. } 5 \\ \text{au minimum } \frac{30}{20} &= 1 \text{ mm. } 5 \end{aligned}$$

(1) Cf. L. LECORNU, *Dynamique appliquée*.

et les seuls ressorts utilisables seront ceux dont la flexibilité est comprise entre ces deux limites dans l'emploi avec les pistons N ou $\frac{N}{2}$ seulement.

On obtient alors les combinaisons suivantes :

Piston	N	Ressorts.....	1,5	2	2,5	
Piston	$\frac{N}{2}$	Ressorts.....	3	3,5	4	5

Soit au total sept ressorts.

Et encore cet exemple se trouve parmi les cas favorisés puisqu'il permet l'emploi des deux pistons, ce qui n'est pas toujours possible.

De plus, les ressorts 1,2, 1,5 et 2, fabriqués spécialement sur notre demande, ne nous sont parvenus que lorsque les essais étaient déjà en grande partie effectués.

On s'explique ainsi qu'il n'ait pas été possible d'utiliser, en moyenne, plus de quatre ressorts différents au même essai.

Pour pouvoir obtenir en pratique les conditions de précision optima, il serait donc nécessaire de disposer d'un nombre de ressorts beaucoup plus considérable, soit au moins deux ou trois fois plus grand, lequel pourrait être obtenu, soit en intercalant de nouveaux échelons dans la série des flexibilités, soit en multipliant le nombre des ressorts de même flexibilité : les deux moyens pourraient s'employer indifféremment, deux ressorts de même flexibilité devant évidemment être considérés comme différents d'après ce que nous avons dit de leur construction et de leurs défauts.

L'emploi prolongé d'une semblable collection permettrait d'entreprendre une étude systématique des frottements *dans les conditions de marche* pour chacun des ressorts la constituant, étude qu'il ne nous a pas été possible de faire en raison du nombre trop réduit de nos ressorts, et dont les résultats seraient fructueusement comparés avec ceux des essais faits sur les ressorts eux-mêmes et sur leurs frottements par les méthodes dont il est question au paragraphe suivant.

On pourrait alors choisir entre les différents ressorts ceux qui donnent les résultats les plus exacts, et réduire éventuellement par ce procédé le nombre de ceux qu'il est nécessaire d'employer au cours d'un même essai.

Mais cette étude comporte de si nombreuses causes d'erreur qu'il est inutile d'en rechercher l'analyse *a priori* ; elle devrait donc être traitée par des procédés en quelque sorte statistiques, appuyés sur un ensemble de documents expérimentaux suffisant. Le manque seul de ces documents n'a pas permis de l'entreprendre jusqu'ici, malgré l'intérêt considérable qu'elle eut pratiquement présenté pour notre travail en accroissant la précision des mesures faites à l'indicateur.

§ F. — Défauts des ressorts d'indicateur. — Moyens de les étudier.

En général, les indicateurs modernes, neufs, bien construits et à ressort extérieur ne comportent pas de causes d'erreur appréciables dues à l'échauffement du ressort, très gênant au contraire dans les indicateurs à ressort intérieur, non plus qu'au frottement des différentes pièces de l'indicateur lui-même.

Dans un bon indicateur bien rodé et mis au point, graissé avec une huile fine de fluidité convenable, l'effort nécessaire à la mise en mouvement du piston est de l'ordre de 10 à 20 gr. au plus, donc correspondant à une pression de quelques grammes par centimètre carré, tout à fait négligeable devant les pressions pouvant atteindre 30 à 35 kg./cm² auxquelles est munis le piston de la part du gaz.

Il est de même possible de trouver des indicateurs dans lesquels l'influence du jeu existant dans le mécanisme amplificateur, peut aussi être négligée.

Il est, en revanche, beaucoup plus difficile de trouver des ressort dont le fonctionnement soit aussi satisfaisant.

Les ressorts d'indicateur sont maintenant le plus souvent construits d'après le type à double hélice de Crosby ; ils portent à leur base un filetage servant à les fixer sur la carcasse de l'indicateur et à leur sommet, sur la partie du fil de ressort réunissant les deux hélices, se trouve une petite sphère en acier servant à la fixation du ressort à la tige du piston (*figure 12*).

Les ressorts Maihak, dont nous avons fait usage, ne présentaient pas, en moyenne, de diminution de la flexibilité aux charges élevées, défaut assez fréquent cependant — certains même auraient plutôt tendance à voir croître leur flexibilité avec les charges croissantes, mais de fort peu. Il est donc possible, dans ces conditions, de définir avec précision la flexibilité moyenne du ressort puisqu'elle est sensiblement constante.

Si soigneusement que soient construits les ressorts, ils ne sont jamais rigoureusement centrés, c'est-à-dire que le centre de la petite sphère par laquelle on les relie à la partie mobile n'est jamais exactement situé sur l'axe géométrique du filetage de la base du ressort.

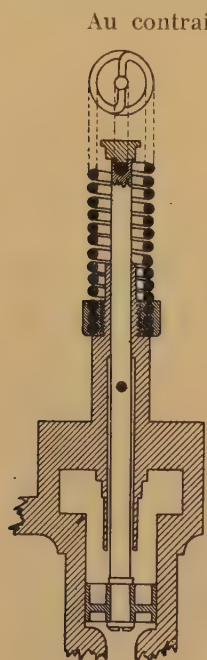


Fig. 12

Au contraire, on arrive à une réalisation assez satisfaisante de la coïncidence des axes de la tige du piston d'une part, et d'autre part, du pas de vis mâle porté par la carcasse de l'indicateur et recevant la vis femelle de l'embase du ressort : il ne s'agit là, en effet, que d'un travail de tour dont la précision n'est limitée que par le degré de perfection de la machine-outil.

L'écart entre le centre de la sphère située à la partie supérieure du ressort et l'axe de la tige de piston doit être attribué aux imperfections du ressort.

Lorsque ayant mis celui-ci à sa place, on bloque la petite sphère entre les deux portées coniques qui lui servent de siège ou l'écarte légèrement de sa position d'équilibre perpendiculairement à l'axe de la tige de piston : il se développe alors une réaction transversale qui appuie le piston de l'indicateur et sa tige dans leurs guidages respectifs, et, par suite, engendre des frottements supplémentaires entre ces pièces.

Dans ces conditions, le mouvement longitudinal du piston et de sa tige peut nécessiter une force considérable pour se produire : on trouve parfois des ressorts qui, une fois montés, réclament une pression de 0 kg./cm^2 , soit environ 600 gr. d'effort total pour se mettre en mouvement et exceptionnellement il s'en rencontre de très mal construits qui résistent plus encore par suite de frottements excessifs.

Les observations faites à ce sujet montrent que les dits frottements dépendent bien de l'excentration de la sphère de fixation du ressort. On s'en assure en montant sur un tour à la place de la pointe de la broche tournant dans la poupée fixe un filetage permettant de recevoir le ressort à étudier. Ce filetage est décollée d'une seule pièce avec un cône s'emmanchant à la place de la pointe, et cela sans aucun jeu, ce qui est aisé : les deux parties de la pièce sont rigoureusement coaxiales, le filetage et son embase plane ayant été tournées une fois le cône de fixation mis en place, dans une position d'ailleurs repérée pour plus de sûreté. On est ainsi assuré de recentrer exactement ce filetage en le remontant.

En visant avec un microscope à oculaire micrométrique monté sur le chariot du tour la sphère de fixation du sommet du ressort, il est facile de mesurer le diamètre du cercle décrit par son centre dans le mouvement de rotation du ressort autour de l'axe de son filetage matérialisé par l'axe du tour.

On constate par ce procédé que les ressorts les mieux centrés sont ceux qui donnent les plus petits frottements une fois montés sur l'indicateur.

Le ressort, formé de deux spires hélicoïdales devrait, en principe, être symétrique par rapport à l'axe d'enroulement qui devrait être confondu avec l'axe du filetage de l'embase.

Mais, dans la pratique, en raison des défauts inévitables de la fabrication, ces deux axes ne sont pas confondus, partie par suite des erreurs dans l'usinage de l'embase, partie en raison des irrégularités du ressort proprement dit, et surtout pour cette raison. Il arrive, en effet, que les spires constituant les deux hélices ne soient pas enroulées sur le même diamètre, probablement en raison d'inégalités dans la tension du fil pendant l'enroulement ; le fil qui les constitue, peut également ne pas être homogène dans toute sa longueur ; enfin lors de la trempe, les inégalités de traitement du métal peuvent lui conférer des propriétés élastiques variables d'une partie à l'autre.

Il en résulte que le mouvement de la sphère de fixation du ressort, lorsqu'on lui applique une force parallèle à l'axe de celui-ci, peut n'être pas un mouvement composé d'une translation suivant cet axe et d'une rotation autour de cet axe ainsi qu'il le serait avec un ressort parfait et ainsi que le permettent seulement les liaisons imposées au ressort lorsqu'il est monté sur l'indicateur.

Dans ces conditions, la réaction latérale nécessaire pour ramener le centre de la sphère sur l'axe du filetage engendre des frottements variables comme elle-même en fonction de la charge subie par le ressort, c'est-à-dire de la pression régnant dans le cylindre de l'indicateur et l'on constate qu'il en est bien ainsi dans la pratique.

On soumet pour ce faire le piston de l'indicateur à une force constante quelconque — par exemple, au moyen de la balance à tarer les ressorts — puis on l'écarte de sa position d'équilibre et on l'y laisse revenir avec une extrême lenteur, d'abord dans un sens, ensuite dans l'autre. La distance des positions du style traceur sur le tambour exprime à l'échelle du ressort le double de la pression correspondant au frottement de l'indicateur avec ce ressort et à cette pression.

On observe ainsi que l'effort de frottement varie en général avec la pression pour un ressort quelconque, et parfois même s'annule pour certaines valeurs de la pression, les très petits frottements dûs à l'indicateur seul, n'étant généralement pas mesurables à l'échelle des ressorts usuels. Ce fait démontre donc que la distance variable du centre de la sphère supposée libre transversalement, à l'axe de la tige de piston, s'annule à certaines charges et, par suite, que la trajectoire de ce centre dans un mouvement libre sous l'action d'une force parallèle à l'axe, coupe cet axe aux points de frottement nul.

Il est, bien entendu, que les frottements dont il vient d'être question sont les frottements à l'arrêt mesurés sur la balance et à froid, et cela est fort heureux, car des valeurs bien inférieures aux chiffres cités comme parfois obtenus sur des ressorts médiocres, suffiraient à ruiner la précision des mesures à l'indicateur si elles se retrouvaient dans les frottements en marche.

Heureusement, ceux-ci sont de beaucoup plus petits grâce à la diminution des frottements en marche par rapport aux frottements de départ, à l'élévation de la fluidité de l'huile et plus encore peut-être aux vibrations engendrées dans l'indicateur par le fonctionnement du moteur.

Il ne nous a pas été possible jusqu'à présent, faute de ressources expérimentales suffisantes de poursuivre une étude complète de la question du frottement dans les indicateurs, dont nous ne donnons ici que quelques principes et quelques résultats qualitatifs. Une telle étude devra comporter les parties suivantes :

Etude de l'excentration des ressorts sans charge par le procédé indiqué, puis sous des charges quelconques croissant jusqu'à la limite maxima.

Tracé de la trajectoire du centre de la sphère de fixation.

Etude des frottements à l'arrêt sur la balance ou au moyen d'un manomètre étalon, de préférence à mercure. Comparaison de ceux-ci avec les excentrations de la sphère aux mêmes charges.

Etude des frottements dans les conditions de marche (température, pression et vitesse), par un procédé dynamique (1).

Il n'est pas douteux que les conclusions d'une telle étude conduiraient à de sérieux progrès dans la technique de la construction des indicateurs et de leur emploi aux mesures de puissance sur les moteurs en permettant de mettre en évidence les causes principales d'erreurs systématiques que nous n'avons pu qu'énumérer jusqu'à présent.

Certains types d'indicateur tel que le Crosby New ont été disposés de façon à permettre le libre déplacement de la sphère de fixation du ressort, ce qui élimine les frottements dûs aux réactions latérales. Mais ce résultat a été obtenu au moyen de solutions constructives incompatibles avec un emploi correct prolongé et certains détails de réalisation ont introduit dans celui que nous avons essayé, des frottements au moins aussi grands que ceux que l'on évitait d'autre part.

L'étude complète de la question montrerait si l'élimination des réactions élastiques transversales constitue un progrès réel ou si la diminution des coefficients de frottement en marche rend illusoire, dans les conditions de l'emploi cet avantage, certain à l'arrêt et à froid. On voit là un exemple des applications pratiques qu'il serait possible de faire de cette méthode pour orienter les perfectionnements de la construction des indicateurs.

TITRE III. — VARIATIONS des PERTES avec la CHARGE

§ A. — Conditions et résultats des essais.

Pour la représentation des résultats de nos expériences sur les pertes par frottements, nous avons estimé logique d'adopter une fonction qui exprime de façon aussi directe que possible les phénomènes étudiés.

L'usage le plus répandu en ce qui touche les essais de machines motrices, vraisemblablement en considération de la fonction même de ces moteurs — le développement de l'énergie ou puissance motrice — est presque toujours d'exprimer les résultats sous forme de puissances : puissance indiquée, puissance utile.

Nous avons, au contraire, choisi pour la représentation de nos mesures l'usage des couples, représentation essentiellement légitime, les frottements élémentaires étant des forces et leur action d'ensemble se manifestant sous la forme d'un couple résistant. De plus, les opérations qui ont servi à les

(1) Voir à ce sujet les travaux de BURSTALL, *Rev. de Méc. passim*.

déterminer sont des mesures de couple et non des mesures de puissance : le frein de Prony donne un couple résistant, de même que la méthode cinétique de mesure des frottements, l'indicateur fournit un couple indiqué, la puissance correspondante n'apparaît ensuite que par le jeu d'une opération mathématique mettant en œuvre un facteur nouveau, la vitesse angulaire.

De plus, cette représentation se prête plus commodément à la comparaison des résultats obtenus à des vitesses différentes, soit sur une même machine à des régimes de marche variés, soit sur des machines n'ayant pas la même vitesse de rotation : cette comparaison est beaucoup moins immédiate si les résultats sont exprimés sous forme de puissances.

Ces considérations pratiques nous ont paru suffisantes pour guider notre choix entre deux méthodes d'ailleurs exactement équivalentes au point de vue abstrait.

Les couples moteurs utiles, ou efficaces, C_u ont été mesurés au moyen d'un frein de Prony, dont le bras de levier a une longueur de 1 m. 417, comptée de l'axe de la poulie à la verticale passant par le point de suspension de la charge. Ce frein, stable par la position de son centre de gravité situé au-dessous de l'axe, est de plus équilibré, le couple net C_u est, par suite, égal au produit de la charge par la longueur du bras. Monté sur une poulie largement dimensionnée et refroidie intérieurement par circulation d'eau, ses mâchoires serrées sur elle par l'intermédiaire de ressorts longs et souples, graissés au suif, ce frein représente une remarquable régularité de fonctionnement.

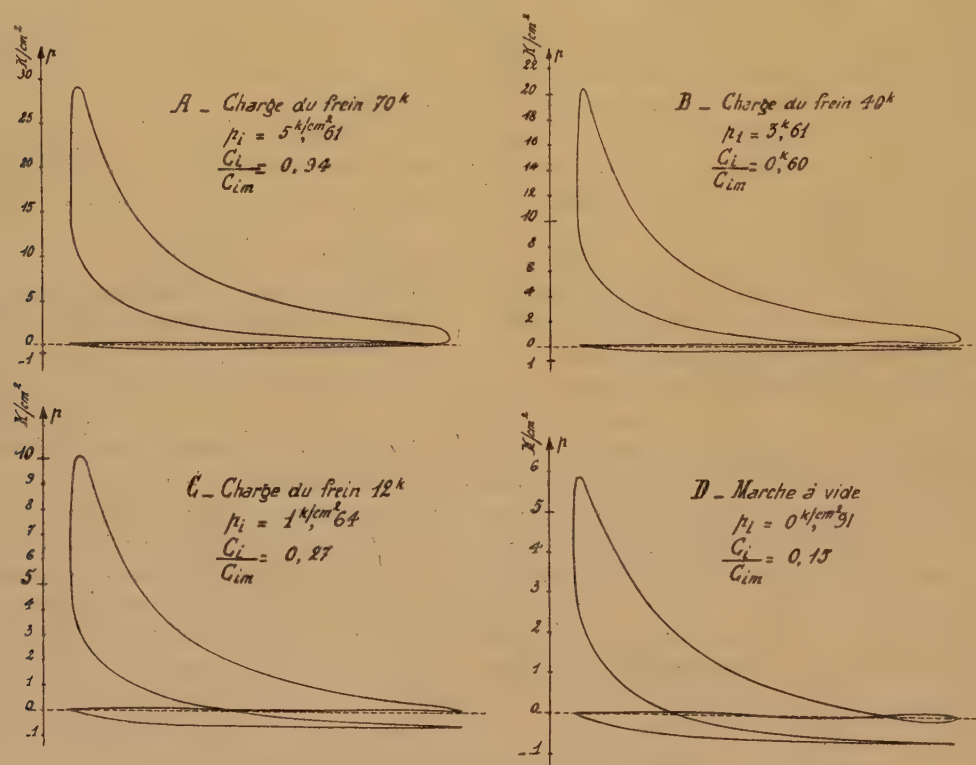


Fig. 13

Il nous est arrivé maintes fois de voir rester entre les deux repères indiquant une variation du couple égale à $\pm \frac{3}{1.000}$ de sa valeur maxima, l'aiguille du frein abandonnée à lui-même pendant une demi-heure. On peut donc, par un réglage approprié, éliminer toute cause d'erreur de ce chef.

Les essais à charge variable ont été faits en moyenne à la vitesse de 200 t./m. et dans les conditions suivantes :

Charges sur le bras du frein	0	12	40	60	70 kg.
Couples moteurs correspondants . . .	0	17,0	56,7	85,0	99,2 kgm.
Puissances à la vitesse de 200 t./m. .	0	4,75	15,8	23,8	27,7 chevaux.

La figure 16 reproduit les diagrammes relevés aux charges du frein suivantes :

70 kg. diag. A 40 kg. diag. B 12 kg. diag. C 0 kg. diag. D

Les pressions maxima d'explosion y sont respectivement égales à :

29 kg./cm² 20 kg./cm² 5 10 kg./cm² 5 5 kg./cm² 8

On voit, d'après les tracés obtenus, qu'il est possible, par un réglage convenable des proportions du mélange et de l'avance à l'allumage, de réaliser des diagrammes présentant une combustion rapide et complète même en marche à vite. (On observe alors, dans ce dernier cas, la production d'une boucle de travail négatif due à la prolongation de la détente au-dessous de la pression atmosphérique et à une rentrée d'air par la soupape d'échappement après l'ouverture de celle-ci). De plus, le choix de ressorts appropriés permet de conserver aux différents diagrammes des surfaces analogues.

Les modification du tracé en fonction de la charge y deviennent alors très nettes; la figure a été calquée *très exactement* sur les diagrammes réels obtenus: elle est reproduite à l'échelle 2/3.

La charge de 70 kg. au frein correspond à la puissance normale de 30 CV à 220 t./m. pour laquelle le moteur a été réglé lors de ses essais de réception. Il n'a pas été fait d'essais de mesure en surcharge, la difficulté de maintenir le moteur à ces régimes sans le faire cogner et, par suite, l'instabilité de son fonctionnement ayant été reconnues nuisibles à la régularité des résultats. Celle-ci n'a pu être obtenue qu'en se soustrayant complètement à l'action du régulateur qui a pour résultat de perturber nettement et fréquemment les conditions de la marche, surtout aux petites charges; la vitesse de 200 t./m. adoptée, a permis d'éviter cette cause d'irrégularité, le régulateur ouvrant l'admission en grand à cette allure.

Ces expériences ont été fort longues et très décevantes, surtout au début où un grand nombre d'essais ont dû être rebutés par suite de leurs irrégularités dues à un fonctionnement défectueux des premiers indicateurs employés, à la méconnaissance des conditions nécessaires à la précision des mesures et même à l'ignorance des limites de cette précision, dues aussi au fait que les causes d'erreurs n'ont été démêlées que peu à peu: malgré l'étendue du travail effectué sur ce sujet, il nous semble inutile d'entrer dans le détail de ces essais.

On a vu, dans le paragraphe consacré aux indicateurs, les renseignements qu'ils ont donné, touchant le fonctionnement et la précision de ces appareils; on trouvera ci-dessous les résultats de ces expériences relatifs au sujet même sur lequel elles ont été faites: ce sont là les seules données fructueuses qu'il y ait à en tirer. Une accumulation de résultats numériques partiels n'ajouterait rien à leur intérêt.

Nous nous bornerons donc au tableau suivant qui résume les résultats moyens obtenus aux différents régimes.

CHARGE du frein	COUPLE UTILE C_u	PRESSION moyenne	COUPLE INDIQUÉ C_i	COUPLE de frottement $C_f = C_i - C_u$	RENDEMENT organique $\rho = \frac{C_u}{C_i}$	PRESSION au diag. dével. Π
kg.	kgm.	kg./cm ²	kgm.	kgm.		kg./cm ²
0	0	0,91	20,6	20,6	0	0,96
12	17,0	1,64	38,2	21,2	0,445	1,13
40	56,7	3,61	81,6	24,9	0,695	2,05
60	85,0	4,98	112,6	27,6	0,755	2,70
70	99,2	5,63	127,4	28,2	0,778	2,93

Les nombres de ce tableau montrent une augmentation très nette et très régulière de la perte par frottement C_f avec la charge du moteur C_i ou avec la pression moyenne du diagramme développé Π qui croît avec C_i et que nous avons choisi, comme nous l'avons expliqué au début de ce chapitre pour servir de variable dans la représentation des pertes par frottements.

En effet, la valeur de ces pertes varie avec la charge lorsqu'on laisse constantes toutes les autres conditions de marche du moteur: l'état des surfaces frottantes restant le même, la variation des résistances de frottement ne peut provenir que de celle des réactions qui s'exercent entre ces surfaces et particulièrement entre le cylindre et le piston, ce dernier organe pouvant être regardé comme absolument prépondérant au point de vue des pertes dépendant de la charge ainsi qu'on le verra plus loin.

Il est donc logique de choisir une variable correspondant à l'effort moyen subi par le piston: nous avons vu que cette quantité est bien la pression moyenne au diagramme développé Π qui résulte à la fois des réactions dues à la pression des gaz et des efforts exercés par l'inertie des pièces mobiles à mouvement alternatif.

§ B. — Représentation des pertes en fonction de la pression moyenne au diagramme développé II.

En adoptant ce mode de représentation, on obtient la *figure 14* où se trouvent portées en abscisses les valeurs de Π et en ordonnées les valeurs correspondantes des couples résistants C_f observés : les résultats obtenus au moyen d'essais à l'indicateur y sont représentés par des points.

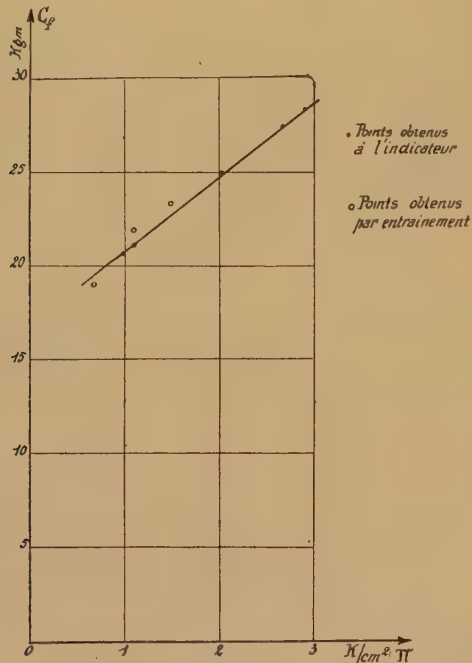


Fig. 14

On y a reporté également, mais par des petits cercles, les résultats fournis par les mesures d'entraînement, faites au moyen d'un moteur électrique et dont le détail sera exposé ultérieurement.

Les conditions de marche, pour ces essais, ont été les suivantes :

1° Orifices d'admission entièrement fermés ; la pression en fin de compression est alors de 3 kg./cm² 5 environ et les valeurs correspondantes des coordonnées sont

$$\Pi = 0 \text{ km}^2 66 \quad C_f = 19 \text{ kgm. 1.}$$

2° Orifices d'admission ouverts à demi, comme pour la marche avec 40 kg. au frein ; pression en fin de compression 8 kg./cm² environ, ce qui donne :

$$\Pi = 1,05 \quad C_f = 22.$$

3° Orifices d'admission ouverts entièrement, comme pour la marche avec 70 kg. au frein ; pression de fin de compression 12 kg./cm² environ.

$$\Pi = 1,49 \quad C_f = 23,3.$$

On voit que la concordance entre les deux méthodes est réellement satisfaisante et que l'ensemble

des points se groupe nettement le long d'une droite, ce qui conduit à adopter pour représenter C_f une expression linéaire en Π .

L'équation de la droite figurée est :

$$C_f = 16,9 + 3,9 \Pi.$$

Nous avons vu qu'il y avait avantage à donner à ces résultats une forme plus générale permettant de comparer entre elles les valeurs relevées sur des machines différentes comme nous l'avons fait pour l'exposé des travaux sur le rendement organique qui constitue le chapitre I. Il suffit dans ce but de tenir compte du couple moteur indiqué maximum C_{im} du moteur, quantité liée à ses dimensions et, par suite, à ses frottements.

En effet, la puissance maxima d'un moteur dépend de deux éléments primordiaux : ses dimensions et sa vitesse de régime. Deux moteurs de mêmes dimensions peuvent ainsi être susceptibles de fournir des puissances très différentes tandis qu'ils donnent sensiblement le même couple s'ils fonctionnent d'après le même type de cycle.

Encore est-il logique de poursuivre plus loin la généralisation. En effet, les moteurs de même type sont, en principe, susceptibles de fonctionner à la même pression indiquée maxima et l'expérience confirme le fait ; il est donc rationnel d'adopter pour valeur du couple moteur indiqué maximum celle qui correspond à ladite pression.

Cette pression peut être fixée à 6 kg./cm², tout moteur à gaz de type normal étant susceptible de marcher à ce régime sinon de façon continue, du moins passagèrement : elle correspond bien d'ailleurs aux puissances extrêmes pour lesquelles les constructeurs contemporains garantissent leurs moteurs. Nous avons observé sur le moteur Winterthur des pressions indiquées de 5 kg./cm² 6 avec la charge de 70 kg. sur le frein, mais nous avons, avec d'autres réglages, atteint et même largement dépassé la pression limite de 6 kg./cm². Seul le manque de stabilité de la marche nous a empêché de faire des déterminations à ces régimes qui pouvaient cependant être regardés comme utilisables industriellement.

Nous avons obtenu, d'ailleurs, à charge maxima

$$p_{im} = 6 \text{ kg./cm}^2 \text{ 10 sur un moteur de 60 CV S. M. I. M.}$$

$$p_{im} = 6 \text{ kg./cm}^2 \text{ 09 — 35 CV S. M. I. M.}$$

ces deux machines fonctionnant au gaz pauvre.

De même, un diagramme relevé sur un moteur à gaz de hauts-fourneaux du plus puissant modèle existant a donné $p_{im} = 6 \text{ kg./cm}^2$, chiffre à vrai dire remarquable avec un combustible aussi pauvre.

La valeur de 6 kg./cm^2 de la pression moyenne indiquée maxima peut donc être acceptée, en ne perdant pas de vue qu'il s'agit là d'une valeur destinée au calcul d'un couple de comparaison; que son choix, bien que logique, reste arbitraire et qu'elle ne constitue nullement une limite absolue qu'il serait possible, d'ailleurs, de faire dépasser temporairement à un assez grand nombre de moteurs, le plus souvent au détriment de leur bonne conservation, les pressions d'explosion réalisées par les mélanges tonnants à grand pouvoir calorifique nécessaires pour obtenir ces régimes étant très élevées et, par suite, nuisibles à la durée des organes qui les supportent.

Le calcul du couple C_{im} correspondant à la pression de 6 kg./cm^2 est aisé, car l'on connaît le volume de cylindrée V du moteur considéré, et l'on sait que la génération du volume de 1 litre sous la pression de 1 kg./cm^2 produit (ou absorbe), un travail de 10 kgm. Le travail par cycle du moteur est donc pour $p_{im} = 6 \text{ kg./cm}^2$ $T_r = 10 \times V \times 6 \text{ kgm.}$ et le couple correspondant $C_{im} = \frac{T_r}{4 \pi}$, le moteur étant à 4 temps, soit $C_{im} = \frac{15 V}{\pi} = 4,78 V$, le volume V étant exprimé en litres.

Revenant à la généralisation de la formule linéaire

$$C_f = a + b \pi$$

on voit qu'il suffit de l'écrire

$$\frac{C_f}{C_{im}} = \alpha + \beta \pi$$

pour obtenir deux coefficients α et β caractérisant les variations des pertes par frottements et représentant le même degré de généralité que le rendement organique $\rho = \frac{P_u}{P_i}$, quotient lui aussi de deux couples, la vitesse angulaire ω figurant également dans les deux termes de la fraction.

En ce qui concerne le moteur Winterthür, dont le volume de cylindrée est $V = 28 \text{ l. 4}$ on trouve $C_{im} = 4,78 \times 28,4 = 135 \text{ kgm. 7}$ et, par suite, la formule s'écrit :

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,125 + 0,0285 \pi.$$

La forme linéaire de la relation entre C_f et π que l'on retrouvera, d'ailleurs, dans l'étude d'autres moteurs, ne doit cependant pas être considérée comme une nécessité théorique : elle ne résulte point de propriétés essentielles ou d'hypothèses faites sur les frottements.

Elle représente seulement le résultat fourni par l'expérience, la mesure directe du phénomène étudié, et dépend évidemment de la précision de cette mesure.

Dans le développement en série de Taylor de la fonction $C_f(\Pi)$ le nombre des termes à adopter pour une représentation fidèle de l'expérience dépend de la perfection de celle-ci et s'accroît évidemment avec sa précision.

Le cas particulier où cette fonction se trouverait précisément être en réalité une fonction linéaire est, en effet, assez peu vraisemblable, car la diminution du coefficient de frottement quant la charge augmente est un phénomène que l'on constate presque toujours dans les organes de machine convenablement graissés.

Si donc, on n'a pas observé ici son influence, qui tendrait évidemment à infléchir vers le bas la ligne représentative de la fonction C_f , ce fait doit être attribué à la difficulté de réaliser sur une machine complète des mesures suffisamment précises pour le mettre en évidence. De là vient que la droite suffise à représenter cette ligne qui s'en écarte vraisemblablement fort peu et qu'un nouveau pas dans le perfectionnement de la technique expérimentale permettrait de tracer avec plus de précision.

Il est permis, cependant de se demander en présence du nombre de causes qui influent sur les variations de C_f , si le travail considérable que nécessiterait ce progrès serait justifié par une valeur réelle du résultat, les conditions du fonctionnement pratique n'étant jamais assez exactement définies pour qu'il soit possible d'affirmer que les pertes par frottements retrouvent au moment considéré la valeur exacte définie d'après le résultat des mesures préalablement faites à un régime supposé identique.

§ C. — Représentation des pertes en fonction de la puissance indiquée.

Bien que l'expression des pertes par frottement en fonction de la pression moyenne au diagramme développé soit la plus rationnelle et la plus propre à l'analyse des phénomènes, on peut être conduit parfois pour des raisons pratiques telles, par exemple, que la comparaison des résultats obtenus avec d'autres expérimentateurs, à prendre comme variable une autre grandeur caractéristique du fonctionnement de la machine.

Celle que l'on est alors amené à choisir est la puissance indiquée dont l'emploi est généralement répandu: c'est la méthode que nous avons adoptée au chapitre I pour la représentation des résultats antérieurs. Si la vitesse est, de plus, connue, il revient au même d'exprimer les résultats sous forme de couples, en raison des avantages que présente cette façon de faire; on aura de même avantage à généraliser les expressions en employant les quotients $\frac{C}{C_{im}}$ des couples étudiés par le couple moteur indiqué maximum.

On aura alors en abscisses les valeurs de $\frac{C_i}{C_{im}}$ et en ordonnées celles de $\frac{C_f}{C_{im}}$, ce qui donnera une représentation claire et assez générale du phénomène étudié sans faire intervenir la notion de pression moyenne au diagramme développé II, qui n'est généralement pas calculable avec les renseignements fournis dans les comptes rendus d'expériences.

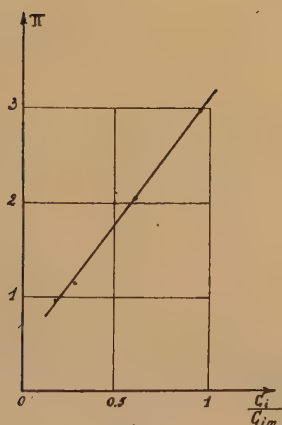


Fig. 15

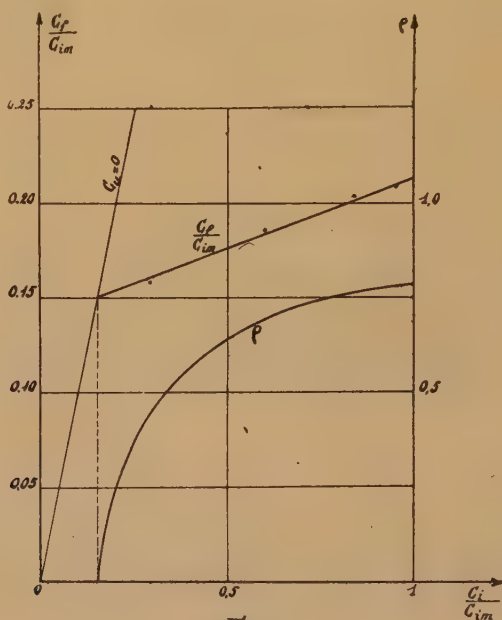


Fig. 16

Nous avons, par exemple, fait usage de cette représentation pour discuter l'influence des canaux de communication de l'indicateur, afin de pouvoir faire état des résultats du premier chapitre.

Les expressions de $\frac{C_f}{C_{im}}$ en fonction de Π et en fonction de $\frac{C_i}{C_{im}}$ pouvant se déduire l'une de l'autre si l'on connaît la relation existant entre ces deux quantités; il est facile de l'obtenir en partant des résultats fournis par le diagramme développé puisque l'on connaît pour chacun des types de cycles qui ont servi à l'établir, la valeur de la pression moyenne développée Π et celle de la pression indiquée p_i , soit donc, celle du couple C_i correspondant et, par suite, le quotient $\frac{C_i}{C_{im}}$.

La figure 15 obtenue en portant ce quotient en abscisses et Π en ordonnées fait voir que la relation recherchée est linéaire, les points se répartissant sensiblement sur la droite.

$$\Pi = 0,46 + 2,64 \frac{C_i}{C_{im}}.$$

En remplaçant Π par sa valeur dans la relation précédemment trouvée

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,125 + 0,0285 \Pi$$

on obtient la suivante :

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,138 + 0,075 \frac{C_i}{C_{im}} \quad (\text{fig. 16})$$

laquelle permet de comparer les résultats avec ceux du premier chapitre, aussi bien que de calculer le rendement organique ρ du moteur pour n'importe quelle fraction de charge. On a en effet :

$$\rho = \frac{P_n}{P_i} = \frac{C_n}{C_i} = \frac{C_i - C_f}{C_i} = \frac{\frac{C_i}{C_{im}} - \frac{C_f}{C_{im}}}{\frac{C_i}{C_{im}}}$$

On trouvera également *figure 16* la courbe représentant ρ en fonction de $\frac{C_f}{C_{im}}$, c'est-à-dire si l'on préfère en fonction de P_i suivant la méthode le plus souvent adoptée, puisque P_i est proportionnel à $\frac{C_i}{C_{im}}$, les essais étant faits à vitesse constante.

En constatant l'analogie des résultats fournis par l'usage des variables Π et $\frac{C_i}{C_{im}}$ et l'avantage de cette dernière au point de vue de la comparaison avec les essais généralement exprimés dans ce système, on peut se demander si l'introduction de la variable Π constituait réellement un progrès dans l'étude de la question.

Il n'en faut point douter : en effet, la constatation d'une relation linéaire entre Π et $\frac{C_i}{C_{im}}$ n'est réellement que celle d'un cas particulier, et il serait aisé d'en trouver de tout différents.

La forme du diagramme développé peut, en effet, différer considérablement pour deux moteurs de même type, dont les pressions d'inertie sont différentes, et bien plus encore pour des moteurs dissemblables par leurs dispositions ou le type de leur cycle.

On rencontre, en effet, des types de moteurs pour lesquels la pression Π augmente quand la fraction de charge $\frac{C_i}{C_{im}}$ diminue, au moins dans certaines limites : pour de tels moteurs, il est bien évident que l'expression de $\frac{C_f}{C_{im}}$ ne saurait présenter la même forme en Π qu'en $\frac{C_i}{C_{im}}$.

D'autre part, cette dernière variable ne saurait être employé que dans les cas où le couple indiqué C_t est défini. Tous les essais faits lorsque le moteur ne fonctionne plus comme moteur, mais soit par entraînement, soit en ralentissant comme dans la méthode cinétique, échapperaient donc à ce mode de représentation, alors que la variable Π permet de rendre compte de toute mesure de résistance, quelle que soit la méthode par laquelle elle a été effectuée et le régime de marche auquel elle correspond.

L'étude d'ensemble de la question des pertes par frottement que nous avons entreprise nécessitant de nombreux essais où C_t n'est pas défini, nous ne pouvions donc faire emploi de la variable $\frac{C_i}{C_{im}}$. D'ailleurs, comme nous l'avons montré, la variable Π touche de bien plus près aux causes de la variation de C_f .

CHAPITRE III

Essais à vitesse variable

TITRE PREMIER -- MÉTHODE CINÉTIQUE des MESURES des RÉSISTANCES

Cette méthode, très rigoureuse dans son principe et aussi féconde dans ses résultats, a été bien souvent employée à des fins analogues, depuis Marcel Deprez dont les travaux sur ce sujet ont été analysés par Hirn (1).

Elle a été reprise par Witz (2) pour l'étude des résistances passives des moteurs et appliquée par lui à des essais de grands moteurs à gaz déjà cités.

Nous en avons nous même fait largement usage dans ces recherches, car elle présente des avantages précieux dans les cas où elle est applicable.

Convenablement mise au point par la détermination précise des corrections que nous avons particulièrement étudiée, ainsi que la précision des mesures nécessaires à de bonnes déterminations expérimentales et le mode de calcul susceptible de tirer entièrement parti de ces données, cette méthode s'est, en effet, montrée pratiquement plus sûre que toutes les autres, hormis la mesure directe du couple résistant cherché par la dynamo dynamomètre ou le banc-balance. Mais, on a rarement la bonne fortune de disposer pour des essais de ces appareils précieux, tandis qu'il est presque toujours possible d'employer la méthode cinétique, dont le principe est le suivant :

§ A. — Principe de la méthode.

La machine à étudier est lancée par une méthode quelconque à une vitesse convenable égale ou de préférence supérieure à sa vitesse de régime. A ce moment, on arrête subitement la source d'énergie qui entretenait le mouvement : immédiatement le moteur ou l'ensemble de machines que l'on étudie (s'il y en a plusieurs liées l'une à l'autre), prend sous l'action de toutes les résistances passives qu'il subit, une accélération angulaire négative qui l'arrête peu à peu.

On relève pendant ce temps la vitesse angulaire en fonction du temps, ce qui permet de tracer la courbe $n=f(t)$ n étant la vitesse de rotation exprimée en tours par minute comme il est d'usage.

La pente $\frac{dn}{dt}$ de la tangente en un point de cette courbe d'ordonnée n permet de calculer le couple résistant total exercé par tous les frottements sur la ou les machines étudiées.

Si l'on connaît le moment d'inertie total I des pièces tournantes, le théorème des moments des quantités de mouvement donne, en effet, la relation

$$C = I \frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi}{60} I \frac{dn}{dt}.$$

exprimant le couple C à l'instant t auquel la vitesse de rotation est n . On peut donc écrire aussi bien

$$C = \varphi(n)$$

et obtenir le couple résistant total en fonction de la vitesse de rotation.

(1) *Comptes-Rendus*, Acad. Sc., déc. 1884.

(2) A. WITZ, *Loc., cit.*

On aperçoit l'intérêt de cette méthode qui permet d'obtenir par une seule opération la valeur du couple résistant C à toutes les vitesses inférieures à la vitesse initiale, c'est-à-dire puisque celle-ci est aussi considérable que possible, à toutes les vitesses auxquelles est susceptible de fonctionner la machine que l'on étudie.

§ B. — Les divers cas possibles dans l'application.

1° Le moteur étudié, lancé par ses propres moyens ou séparé, au début de l'arrêt, de la machine qui a servi à son démarrage, s'arrête seul. On se trouve alors en présence de l'une des deux alternatives suivantes :

a) Le moteur est complet, et le fluide introduit (air pur ou mélange), y décrit le cycle suivant : aspiration, compression, détente sans allumage et, par suite, sensiblement en suivant la courbe de compression, échappement. Les premier et quatrième temps s'effectuant par l'intermédiaire des soupapes et conduits d'aspiration et d'échappement ne vont pas sans introduire des différences de pression assez notables nécessaires pour communiquer au gaz les vitesses considérables qu'il doit prendre pour franchir les conduits de formes assez compliquée, qui mettent en communication le cylindre et l'extérieur.

Il en résulte que l'admission a lieu à une pression inférieure en moyenne à la pression atmosphérique, l'échappement à une pression supérieure et que le diagramme représentant un tel cycle comporte toujours et nécessairement une boucle inférieure qui représente souvent une pression moyenne assez considérable. Si, de plus, les deux courbes de compression et de détente ne se recouvrent pas exactement, on tient compte de l'aire de la boucle supérieure ainsi formée dans le calcul de la pression moyenne du diagramme.

Avec le réglage existant sur le moteur Winterthür lors des essais, cette pression moyenne variait au régime de 200 t./m. de -0 kg./cm^2 45 à -0 kg./cm^2 75 suivant le degré d'étranglement de l'admission, valeurs d'ailleurs un peu fortes.

Or, cette pression moyenne correspond à des couples résistants de 10 à 17 kgm. représentant une fraction des résistances de frottement proprement dites comprises entre $1/2$ et 1 dont il est, par suite, essentiel de tenir compte dans le calcul.

En appelant C , le couple résistant total fourni par les mesures cinétiques à un régime déterminé et C_t le couple de transvasement dû aux résistances d'écoulement des gaz, on obtient le couple résistant C_f des frottements proprement dits par la relation :

$$C_f = C - C_t.$$

Bien que le couple de transvasement C_t soit lui aussi dû à des frottements, gazeux au lieu d'être solides, il serait absolument illogique de ne pas le discriminer nettement. En effet, dans la marche avec explosions, ce couple résistant existe également, il est même très peu différent de sa valeur en marche à vide avec la même admission, mais il est automatiquement déduit du couple indiqué C_i , donc de $C_f = C_i - C_u$, puisque l'on mesure l'aire du diagramme en prenant la différence des aires de la boucle supérieure et de la boucle inférieure. Le même traitement doit donc lui être appliqué ici, faute de quoi, les résultats fournis par les deux méthodes ne seraient plus comparables.

b) Le moteur ayant son cylindre en libre et constante communication avec l'atmosphère, la pression relative du gaz sur le piston est constamment nulle; ou bien encore l'ensemble de pièces étudié ne représente qu'une partie du moteur qui n'introduit pas de résistances étrangères.

Dans ce cas, le lancement ne peut se faire qu'avec une machine motrice auxiliaire, dont on supprime la liaison avec le moteur étudié au début de l'essai.

Le couple résistant C donné par l'équation représente alors directement et sans correction, les résistances de frottement subies par le moteur ou la partie du moteur étudié.

2° Le moteur a été lancé par une machine auxiliaire, dont on n'a pu supprimer la liaison avec le moteur et qui, par suite, s'arrête avec lui.

Nous examinerons cette question dans le cas où la machine auxiliaire est reliée au moteur par l'intermédiaire d'une courroie : c'est ainsi qu'ont été faites les expériences avec le moteur expérimental dans un assez grand nombre de cas, la machine auxiliaire étant électrique.

On a alors le système composé suivant :

Moteur étudié : Moment d'inertie I vitesse angulaire ω .

Courroie : Masse m vitesse linéaire $v = \left(R + \frac{e}{2}\right) \omega$ en appelant R le rayon de la poulie du moteur sur laquelle passe la courroie, d'épaisseur e .

Machine auxiliaire : Moment d'inertie I' vitesse angulaire $\omega' = K \omega$ en posant $K = \frac{R + \frac{e}{2}}{R' + \frac{e}{2}}$

R' étant le rayon de la poulie de la machine auxiliaire sur laquelle passe la courroie.

Le théorème des forces vives donne alors, en supposant le couple résistant total mesuré sur l'arbre principal, dont la vitesse angulaire est ω .

$$C \omega dt = I \omega \frac{d\omega}{dt} dt + m \left(R + \frac{e}{2} \right) \omega \cdot \left(R + \frac{e}{2} \right) \frac{d\omega}{dt} dt + I' k \omega k \frac{d\omega}{dt} dt$$

$$\text{soit } C = J \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{en posant } J = I + m \left(R + \frac{e}{2} \right)^2 + K^2 I'$$

Mais le couple C ainsi obtenu représente non seulement les résistances passives du moteur étudié, mais aussi celles de la machine auxiliaire et de la courroie.

Il importe donc de déterminer les couples résistants correspondants.

Pour ce qui est de la machine motrice auxiliaire quelle qu'elle soit, la chose est simple et une expérience suffit : l'application de la méthode cinétique à cette machine seule donnera directement le couple résistant cherché, soit $C_a = k \Gamma_a$ en appelant Γ_a le couple résistant sur l'arbre de la machine auxiliaire fourni par les mesures cinétiques en question.

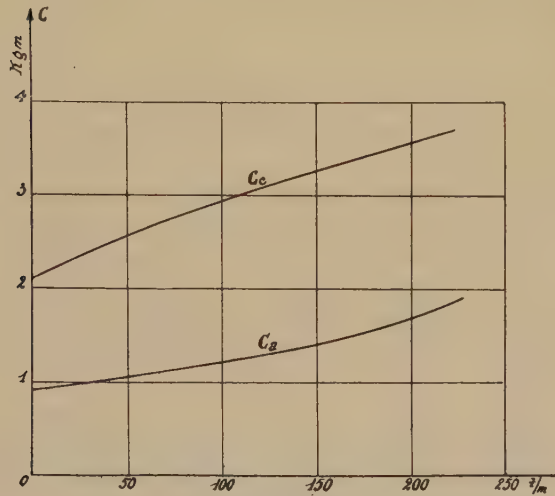


Fig. 17

En ce qui concerne la courroie, si l'on désire éviter, ce qui a été notre but, une estimation *a priori* de ses résistances passives, estimation toujours incertaine, on peut conduire l'expérience de la façon suivante :

Deux essais sont faits par la méthode cinétique dans des conditions identiques en ce qui concerne le moteur étudié.

Le premier avec le moteur seul.

Le second, le moteur entraînant par courroie la machine auxiliaire.

Dans le premier cas, le couple observé est C_m , couple résistant du moteur seul.

Dans le deuxième cas, le couple observé est C , couple résistant total.

Si l'on appelle C_c le couple résistant de la courroie, on a, les conditions étant identiques dans les deux expériences. $C = C_m + C_a + C_c$ d'où C_c par différence puisque C_m est connu $C_c = C - C_m - C_a$.

Remarquons, à ce sujet, que le couple C_c est toujours petit par rapport à C_m , de même, si la machine auxiliaire est un moteur électrique, C_a aussi est petit devant C_m . Dans ces conditions, la méthode risquerait de donner une précision médiocre dans la détermination de C_c en raison des erreurs possibles sur C_m .

Il importe donc, si on le peut, de réduire C_m à une valeur aussi faible que le permettent les circonstances, par exemple, en débiellant le moteur, le piston étant, ainsi qu'on le verra, la principale source de résistances de frottements. Si même on peut démonter la distribution, on arrive à obtenir des couples résistants C_m du même ordre de grandeur que $C_c + C_a$, résultat auquel nous sommes parvenu sur le moteur expérimental.

Un grand nombre de courbes des variations de C_c en fonction de la vitesse de rotation, y a même été relevé en profitant des différents stades de démontage du moteur et c'est la courbe moyenne résumant toutes ces mesures qui a été adoptée pour la représentation de C_c . Voir figure 17 les deux courbes C_a et C_c .

§ C. — Mode opératoire.

La méthode cinétique conduisant à mesurer une quantité dont on veut connaître la dérivée, les plus grands soins doivent être apportés à la détermination des valeurs de cette quantité, c'est-à-dire aux mesures de vitesse de rotation.

Nous avons utilisé pour ces mesures différents modes opératoires,

Emploi d'un tachymètre à indication continue. Cet appareil basé sur les variations angulaires de la position d'équilibre d'un corps tournant, dont l'axe de rotation est distinct des axes d'inertie, n'a pas permis d'obtenir des mesures suffisamment précises et a été abandonné.

Emploi d'un tachymètre à indications discontinues, mais répétées automatiquement toutes les secondes par le moyen d'un chronomètre spécial contenu dans l'appareil et embrayant le mouvement à chaque seconde. Bien que plus précis que le précédent, il n'a pu suffire, lui non plus, aux nécessités des mesures.

Emploi de l'inscription graphique de la durée des tours successifs sur un enregistreur à tambour de Marey à grande vitesse, avec inscription simultanée des temps. Cette méthode a naturellement permis d'obtenir toute la précision nécessaire, mais le dépouillement des observations ainsi obtenues est tellement long qu'il oblige à réduire le nombre des essais. Le remplacement du tambour de Marey par un appareil à déroulement de bande continue, bien que facilitant le travail, oblige encore, comme avec l'autre enregistreur, à n'opérer qu'un nombre d'essais assez réduit, et finalement ne donne que des résultats moins bons que ceux obtenus par le moyen de l'appareil suivant, qui a été employé pour les mesures.

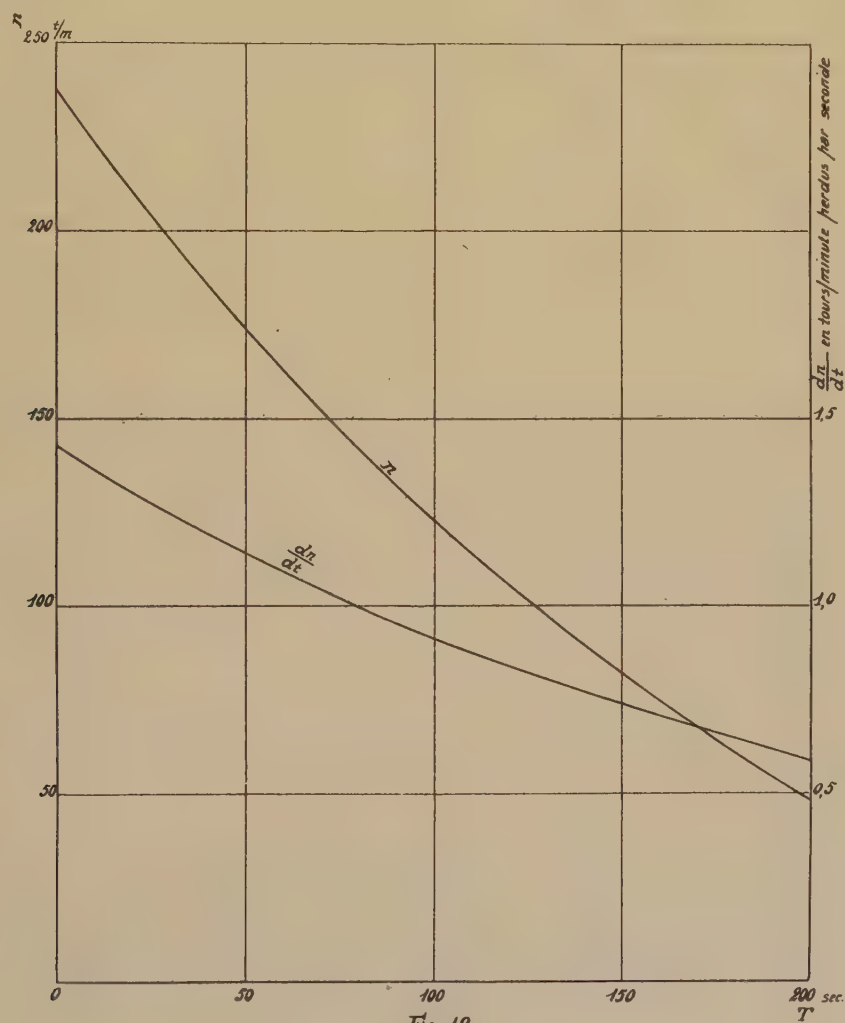


Fig. 18

Appareil à main Hasler à indication rapide: basé, lui aussi, sur l'utilisation d'un chronomètre qui embraye l'aiguille indicatrice sur un mobile tournant à la vitesse de la machine et la débraye après une durée de trois secondes, il est gradué directement en tours par minute et cinquièmes de tour. Il donne la vitesse moyenne sur trois secondes avec une précision d'environ trois à cinq millièmes de sa valeur, l'erreur ne pouvant toutefois descendre au-dessous de $1/5$ de tour/minute; cette vitesse moyenne est relevée sur un intervalle qui débute une seconde après que l'on a actionné la mise en route de l'appareil, et dont le milieu arrive, par suite, 2 sec. 5 après cette mise en route.

L'expérience montre, comme on peut s'en rendre compte d'après la figure 18, que l'erreur commise en assimilant la vitesse instantanée au milieu de l'intervalle de temps où a été prise la mesure à la vitesse moyenne sur cet intervalle fournie par l'appareil, est de beaucoup inférieure aux

erreurs de 3 à 5 millièmes que peut donner l'appareil et qui, pour une vitesse d'environ 200 t./m., sont de l'ordre de 1/2 à 1 t./m. L'erreur en question est d'après la *figure 21* (choisie parmi les courbes où elle est la plus grande), sûrement inférieure dans ce cas à 1/10 de t./m. et de plus, reste constante, ou presque, sur toute l'étendue de la courbe, ce qui revient alors à déplacer la courbe $n=f(t)$ toute entière en ordonnées, d'une quantité à peu près inappréciable par elle-même et par suite sans influence sur les valeurs successives de sa dérivée qui sont celles que l'on recherche.

De même, l'origine des temps étant arbitraire, le décalage constant et égal à 2 sec. 5 entre le moment où l'appareil est déclenché et l'instant où l'on obtient la vitesse instantanée n'a aucune influence et n'intervient pas dans le calcul.

Avec l'appareil Hasler, il est possible à un opérateur exercé de faire une lecture toute les 10 secondes et de noter cette lecture sans nuire à la précision des mesures. La courbe de la *figure 18*, par exemple, est ainsi déterminée par 21 points, et si on la traçait en entier, on disposerait d'une trentaine de points ce qui est incontestablement suffisant. Or, cette courbe d'arrêt a été obtenue dans un temps qui représente à peu près le minimum de ceux que nous avons observés; nous avons eu, en effet, des arrêts qui duraient jusqu'à 50 minutes, et même plus. Il n'est donc pas nécessaire, dans bien des cas, d'opérer avec le maximum de célérité et nous avons parfois obtenu jusqu'à 150 ou 200 points sur une courbe, ce qui est alors tout à fait surabondant.

Il est, en effet, plus utile de multiplier les arrêts observés que de s'attacher à faire un très grand nombre de mesures sur une seule courbe, car des arrêts successifs ne donnent pas rigoureusement le même résultat en raison des petites irrégularités inévitables dans les conditions de marche de la machine, et le résultat obtenu est plus sûr en opérant plusieurs déterminations, dont on utilise, pour le calcul, la moyenne.

On doit également apporter grand soin à la précision du relevé de l'instant auquel on opère chacun des déclenchements successifs du tachymètre. On voit, en effet, d'après la figure, que la perte de vitesse au début est de 1 t./m. 4 pour chaque seconde. En opérant avec soin, on peut répondre de l'instant de la mesure à 0 sec. 2 près, ce qui correspond à une erreur sur la vitesse de 0 t./m. 28, soit sensiblement la même que celle que peut entraîner l'appareil.

On peut, dans ces conditions, les résultats étant exprimés en nombres directement utilisables, relever, à chaque régime de marche que l'on désire étudier, un nombre assez considérable d'arrêts. Nous en avons généralement relevés ainsi de 5 à 10 sauf pour les arrêts de très longue durée, lesquels, correspondants d'ailleurs à des couples résistants très faibles et généralement très réguliers (résistance de l'air ou frottements des paliers d'un volant par exemple), n'ont besoin que d'une précision relative moindre pour être connus avec la même erreur absolue que les couples résistants beaucoup plus considérables fournis par le moteur complet. Ils sont, par suite, d'une observation beaucoup plus aisée que ces derniers.

§ D. — Calcul des résultats.

Lorsqu'un nombre d'essais suffisant a été fait et que l'on dispose d'une série de valeurs moyennes de la vitesse aux instants

$$t, t + \Delta t, \dots, t + p \Delta t$$

il s'agit d'en tirer parti d'une façon aussi exacte et aussi simple que possible.

Si soigneusement qu'aient été faites les mesures, le tracé d'une courbe fait à une échelle convenable et avec un soin suffisant permet de mettre en évidence de petites discordances accidentelles d'un point à l'autre qui disparaissent dans ce tracé continu, document expérimental sur lequel s'appuient les opérations ultérieures.

Le tracé des tangentes à cette courbe introduit des erreurs graphiques nuisibles à la précision; il est, de plus, difficile de tracer sur l'épure plusieurs dizaines de tangentes à une courbe aussi allongée sans la rendre illisible; cette méthode simple est donc à écarter.

L'emploi exclusif du calcul peut être envisagé: il comporte d'abord la formation d'une expression mathématique de la courbe expérimentale. La pratique montre qu'un développement en série de Taylor fournit une représentation convenable du phénomène en fonction du temps.

Mais, contrairement à une hypothèse assez fréquemment admise, il n'est jamais possible de limiter le développement au terme du 1^{er} degré en t . Une expression du second degré est rarement convenable et le cas le plus fréquent est celui où le développement est de la forme.

$$n(t) = at^3 + bt^2 + ct + d.$$

Exceptionnellement, on observe, aux très faibles vitesses, une légère discordance avec les résultats réels, ce qui nécessiterait l'introduction d'un terme en t^4 . On se trouve donc, en général, amené à rechercher les quatre coefficients d'un polynôme du troisième degré en t de façon à amener la meilleure coïncidence possible avec les résultats expérimentaux dans toute l'étendue du champ des mesures.

La méthode classique qui permet d'assurer quatre points communs aux deux courbes, algébrique et expérimentale, introduit l'arbitraire dans le choix des quatre points et nécessite, par suite, un nombre parfois considérable d'essais pour obtenir les résultats les plus avantageux, elle est longue, pénible et peu sûre si le nombre des représentations essayées a été insuffisant.

Nous avons alors employé une méthode de calcul (basée sur l'emploi des différences successives d'ordre croissant) qui a l'avantage de ne pas obliger à un choix arbitraire des coefficients et de tenir compte de toutes les déterminations de la vitesse faites sur la courbe expérimentale.

L'exécution du calcul numérique reste malgré tout fort longue et la discussion des résultats obtenus n'a pas attribué à cette méthode des avantages correspondants aux difficultés qu'elle soulève dans l'exécution.

Nous avons adopté en définitive un mode de détermination des résultats faisant appel au graphique et au calcul qui a pour lui d'éviter de faire une hypothèse sur la forme d'expression choisie pour représenter les résultats expérimentaux et d'éviter, d'autre part, le tracé des tangentes dont nous avons montré les inconvénients.

Pour cela, il suffit, une fois la courbe expérimentale rectifiée obtenue, de relever, pour des valeurs du temps convenablement choisies, les valeurs correspondantes de la vitesse de rotation n .

On calcule ensuite les différences premières de ces valeurs, $\Delta_1 n$ et l'on fait les quotients $\frac{\Delta_1 n}{\Delta t}$, Δt étant la valeur de l'intervalle de temps entre deux vitesses consécutives, que l'on choisit, d'ailleurs constant et suffisamment petit pour que ce quotient, pente de la corde de l'arc de courbe situé entre les deux points d'abscisse t et $t + \Delta t$ puisse être regardé sans erreur appréciable comme représentant la pente de la tangente au milieu de cet arc, soit la valeur de la dérivée à l'instant $t + \frac{\Delta t}{2}$.

On n'a plus alors qu'à porter sur un graphique convenable les valeurs du temps $t + \frac{\Delta t}{2}$ en abscisses et de la dérivée $\frac{\Delta n}{\Delta t}$ en ordonnées pour avoir une représentation de celle-ci et tracer la courbe $\frac{dn}{dt} = f'(t)$ en rectifiant les erreurs accidentelles comme on peut le voir *figure 18*.

En choisissant pour cette opération le même axe des temps que pour la courbe $n = f(t)$ une même ordonnée rencontre les deux courbes en deux points correspondant à un même instant et l'on connaît alors la valeur de l'accélération angulaire en fonction de la vitesse, ce qui permet d'obtenir sans calcul la courbe $\frac{dn}{dt} = \psi(n)$.

En faisant les changements de variable

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad C = I \frac{d\omega}{dt}$$

I étant le moment d'inertie total des pièces mobiles on a

$$C = \varphi(n)$$

C représentant le couple résistant total du moteur à la vitesse de rotation de n tours/minute dans les conditions de l'essai.

On obtient ainsi avec le minimum de peine et une exactitude aussi grande qu'il est nécessaire tout l'ensemble des résultats qu'il est possible de tirer de l'expérience.

TITRE II. — MÉTHODE ÉLECTRIQUE de MESURE des RÉSISTANCES

Le moteur expérimental peut entraîner une dynamo de 120 volts 180 ampères au moyen d'une courroie à lanières Titan passant sur le volant. Cette machine peut être reliée aux distributions de courant continu et fonctionner comme moteur en employant la batterie d'accumulateurs.

L'étude du rendement de cette machine a été faite avec soin par la méthode des pertes séparées :

les caractéristiques de pertes à vide ont été tracées dans toute l'étendue du champ où la machine peut être appelée à fonctionner et même au-delà, soit de 0 à 1.500 t./m. et depuis 10 jusqu'à 130 volts, de 10 en 10 volts; la résistance de l'induit a été mesurée dans douze positions.

On sait que cette méthode de détermination du rendement est basée, comme son nom l'indique, sur l'hypothèse de l'indépendance des pertes dues aux différents effets, ce qui permet leur étude séparée.

Supposons que la machine tourne à une vitesse de n t./m. sous une différence de potentiel E , parcourue par un courant I dans l'induit.

La puissance électrique absorbée dans l'induit, la machine fonctionnant comme moteur, et à excitation séparée est : $W = E I$.

D'autre part, le réseau de courbes des pertes à vide indique par interpolation qu'à cette allure la machine absorbe à vide un courant i sous la différence du potentiel efficace dans l'induit de résistance r qui est au régime de charge considéré $E - r I$.

La puissance nécessaire à la marche à vide à la même allure était donc

$$p = (E - r I) i$$

tandis que la chute de potentiel ohmique dans l'induit, dont la résistance est r dissipe par effet Joule une énergie $j = r I^2$.

Dans ces conditions, et d'après l'hypothèse, l'énergie électrique transformée en énergie mécanique disponible sur l'arbre de la dynamo fonctionnant comme moteur est

$$W' = W - p - j = E I - (E - r I) i - r I^2.$$

Le terme relatif aux pertes à vide $p = (E - r I) i$ représente dans cette équation la somme des pertes par : frottements dans les paliers et les balais, frottements de l'induit dans l'air, hystérésis et courants de Foucault dans l'induit, et c'est cette somme qui est considérée comme indépendante de la charge.

Il est donc possible, en mesurant la vitesse de rotation de la dynamo et l'énergie électrique dépensée, de connaître la puissance mécanique fournie au moteur, que l'on obtient en retranchant de l'énergie mécanique disponible sur l'arbre de la dynamo l'énergie absorbée par la courroie, dont le couple résistant C_c a été déterminé à toutes les vitesses de rotation par la méthode cinétique.

Il faut remarquer, à ce sujet, que ce couple a été relevé à charge nulle, puisque les expériences qui l'ont fourni ont été faites avec les deux machines tournant à vide, et qu'il correspond à une perte de puissance P_c dans la courroie due seulement à sa raideur et à sa ventilation laquelle n'est qu'une partie de la puissance perdue, l'autre étant constituée par la perte due au glissement élastique de la courroie sur les poulies.

Mais des mesures faites à pleine charge du moteur, soit avec des couples variant de 5 à 50 fois les valeurs employées dans les essais d'entraînement du moteur à gaz par la dynamo, n'ont donné qu'un glissement de 0,8 % très rapidement décroissant avec la charge.

On peut donc tenir les pertes par glissement comme entièrement négligeables dans ces mesures d'entraînement. La puissance P_c correspondant au couple C_c déterminé précédemment, représente alors la perte de puissance totale due à la courroie et l'énergie transmise au moteur est alors

$$W' - P_c.$$

Cette méthode a permis de poursuivre des essais complets en vue de déterminer les pertes en fonction de la vitesse, puis en fonction de la température de l'enveloppe du cylindre, d'établir la part des résistances de frottement revenant à chacun des principaux organes ou groupes d'organes du moteur, elle a été utilisée également à la détermination des couples résistants de transvasement aux différents régimes, car elle présente pour cela une commodité beaucoup plus grande que la méthode cinétique avec laquelle il est difficile de relever des diagrammes dans de bonnes conditions.

Pour les autres essais, les deux méthodes ont été employées concurremment et ont donné des résultats exactement semblables, ce qui doit inspirer confiance dans leur valeur car elles sont tout à fait indépendantes l'une de l'autre.

TITRE III. — VARIATIONS des PERTES avec la VITESSE

L'étude de cette question a été faite par les deux méthodes, cinétique et électrique, que nous venons d'exposer, le moteur complet fonctionnant sans allumage, d'une part avec les orifices d'admission ouverts en grand, d'autre part avec ces orifices d'air et de gaz complètement fermés. Dans ce dernier cas, les rentrées d'air qui se produisent dans le cylindre proviennent uniquement des fuites dans la canalisation d'aspiration, soit par les joints, soit par les jeux existants entre les tiges des soupapes d'admission et de mélange et leurs guides.

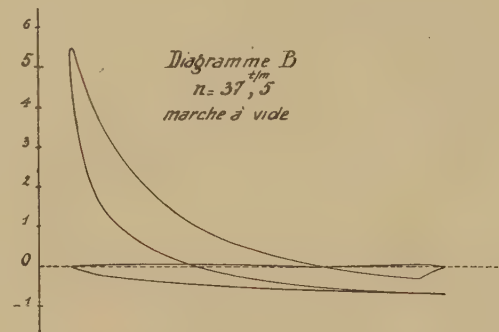
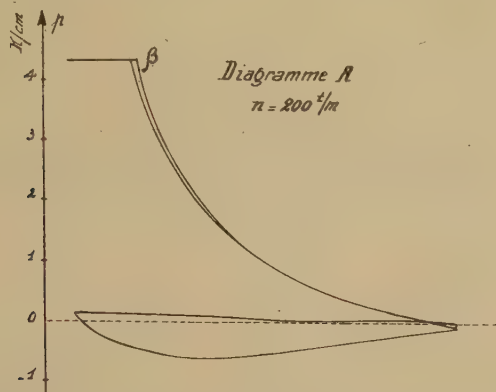


Fig. 20

Remarquer en β la butée de l'indicateur à fond de course en haut.
L'aire de la boucle supérieure se mesure avec un ressort plus raide.

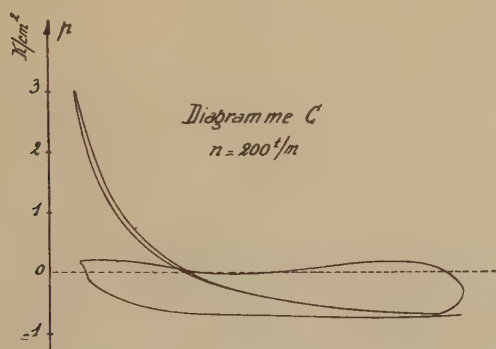


Fig. 19

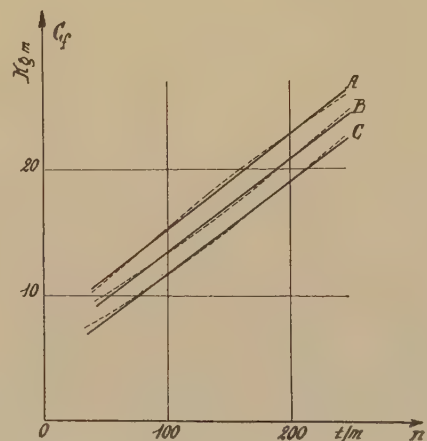


Fig. 21

Les diagrammes correspondants à ces deux régimes de marche sont reproduits figure 19 respectivement en :

A pour la marche à pleine ouverture correspondant au réglage de pleine charge.

C pour la marche à orifices fermés qui reproduit sensiblement les conditions de réglage en marche à vide.

Les pressions en fin de compression sont alors d'environ 12 kg./cm² et 3 kg./cm², tandis que les pressions en fin d'admission passent de — 0 kg./cm² 05 à — 0 kg./cm² 7 par rapport à la pression atmosphérique, au régime normale de 200 t/m. où ont été pris ces deux diagrammes : elles varient, d'ailleurs, assez peu avec la vitesse surtout quand l'admission est grande ouverte.

Enfin, le diagramme B, figure 20 représente un diagramme relevé au cours des essais à vitesse variable exécutés à l'indicateur, le moteur marchant à vide, avec explosions. Il a été pris à la plus faible vitesse à laquelle il ait été possible de maintenir le moteur en régime stable, soit 37 t/m. La pression d'explosion y est très faible, 5 kg./cm² 4, malgré une très forte avance à l'allumage nécessaire pour brûler le mélange peu comprimé et la pression en fin d'admission est inférieure de 0 kg./cm² 7 à la pression atmosphérique.

L'emploi de l'indicateur a permis d'étudier, par une troisième méthode indépendante des deux précédentes, la variation des pertes avec la vitesse.

Les essais aux trois régimes A, B, C ont été faits avec une température dans l'enveloppe du moteur égale à 65°.

La *figure 21* montre les résultats obtenus.

Les trois courbes représentatives A, B et C exprimant les valeurs du couple résistant dû aux frottements en fonction de la vitesse de rotation n . Toutes sont presque des droites et elles sont de plus sensiblement parallèles entre elles.

On observera, de plus, qu'elles se rangent bien dans l'ordre décroissant des pressions moyennes au diagramme développé, car on a, ainsi qu'on l'a vu par le calcul des pressions moyennes au diagramme développé (chapitre II, titre 1^{er}).

$$\Pi_A = 1 \text{ kg./cm}^2 \text{ 49} \quad \Pi_B = 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ 96} \quad \Pi_C = 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ 66, à la vitesse de 200 t./m.}$$

La courbure des lignes A, B, C tantôt à concavité supérieure (B et C), tantôt à concavité inférieure (A), paraît provenir d'erreurs expérimentales, car elle est trop faible pour pouvoir être attribuée à une cause définie. Si l'on remplace, en effet, ces lignes par des droites, l'erreur ne dépasse jamais 0 kgm. 5 et il n'est pas possible de répondre en toute certitude d'une telle précision.

Les droites peuvent donc être substituées aux courbes et leurs équations sont respectivement :

$$\begin{aligned} C_A &= 7,1 + 0,080 \, n \\ C_B &= 6,1 + 0,072 \, n \\ C_C &= 4,5 + 0,073 \, n \end{aligned}$$

ces équations représentent les couples résistants observés de 30 ou 40 t./m. jusqu'à 240 t./m. environ.

Si l'on admet que l'extrapolation des résultats est possible jusqu'à $n = 0$ ce que d'autres essais ont justifié, on voit que n croissant de 0 à 240 t./m., les variations de couple sont respectivement :

$$\begin{aligned} &\text{pour } C_A \text{ de } 7,1 \text{ à } 26 \text{ kgm. 3 soit } 3,7 \text{ fois plus} \\ &\quad - \quad C_B \quad - \quad 6,1 \quad - \quad 23 \text{ kgm. 4} \quad - \quad 3,8 \quad - \\ &\quad - \quad C_C \quad - \quad 4,5 \quad - \quad 22 \text{ kgm. 1} \quad - \quad 4,9 \quad - \end{aligned}$$

ou en moyenne un accroissement de résistance de 1 à 4,2 quand la vitesse croît jusqu'à son maximum, plus considérable que les valeurs couramment admises pour cet accroissement en fonction de la vitesse.

Nous avons précédemment montré qu'à l'allure de 200 t./m., les couples résistants croissaient en fonction de la pression moyenne au diagramme développé suivant une loi linéaire.

Il est intéressant d'examiner s'il en est de même aux très basses allures. Il suffit pour cela de calculer la pression moyenne au diagramme développé Π' dans ces conditions pour les trois régimes A, B et C. Considérons la vitesse de 40 t./m., limite inférieure approximative de l'intervalle où ont été poursuivies les mesures. A cette allure, les forces d'inertie ne sont plus que de 1/25 de ce qu'elles étaient à 200 t./m.; le maximum de la pression fictive d'inertie passe de 2 kg./cm² à 0 kg./cm² 80 valeur absolument négligeable.

On obtient alors la pression moyenne au diagramme développé en faisant la moyenne des pressions moyennes pendant les quatre temps du cycle, ce qui se fait immédiatement sur un diagramme d'indicateur, et donne les résultats suivants :

$$\Pi'_A = 1 \text{ kg./cm}^2 \text{ 18} \quad \Pi'_B = 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ 67} \quad \Pi'_C = 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ 56}$$

et les couples résistants obtenus en coupant les trois droites représentatives par l'ordonnée $n = 40$ sont :

$$C'_A = 10 \text{ kgm. 3} \quad C'_B = 9 \text{ kgm. 0} \quad C'_C = 8 \text{ kgm. 4}$$

La *figure 22* obtenue en portant Π' en abscisses et C' en ordonnées montre que les trois points se placent sensiblement sur une droite, dont l'équation est $C_f = 7,0 + 2,8 \, \Pi'$ alors qu'on avait obtenu pour $n = 200$ t./m.

$$C_f = 16,9 + 3,9 \, \Pi.$$

On remarquera que pour ces deux vitesses très différentes, la loi des accroissements de C_f en fonction de Π reste tout à fait comparable, les rapports des deux coefficients numériques $\frac{a}{b}$ et $\frac{a'}{b'}$ étant en sommes assez voisins.

Vérifiée ainsi dans un domaine de vitesses très étendu, puisqu'il va de la plus faible allure à laquelle le moteur puisse se maintenir en régime permanent jusqu'à la plus élevée qu'on puisse lui faire prendre sans compromettre sa sécurité, cette loi linéaire des accroissements de C_f en fonction de Π doit être considérée comme valable à toutes les allures et acquiert ainsi un surcroît de généralité.

Le tracé des courbes A et C (figure 21) a été fait après déduction du couple résistant provenant du transvasement de l'air de l'extérieur à l'intérieur du cylindre et vice versa, déduction dont nous avons montré la nécessité.

Lesdits couples de transvasement C_t ont été déduits de la mesure des diagrammes pris à des vitesses convenablement choisies, au nombre d'une dizaine pour chacun des régimes A et C, en entraînant le moteur avec la dynamo à une allure constante. Ce sont ceux de ces diagrammes qui correspondent à l'allure de 200 t./m. qui ont été reproduits dans la figure 19, tandis que les résultats des mesures en question font l'objet de la figure 23 où sont reportées en A et C les courbes représentant C_t en fonction de n .

Au contraire, les valeurs du couple résistant déduites des mesures faites à l'indicateur pendant la marche à vide du moteur avec explosions, ne nécessitent aucune correction, le couple indiqué étant rigoureusement égal au couple de frottements.

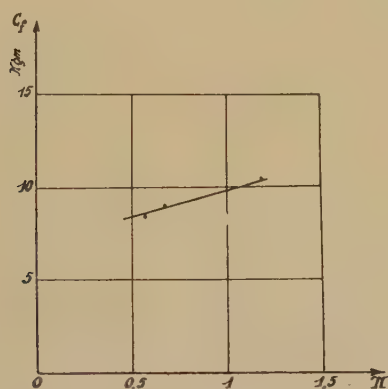


Fig. 22

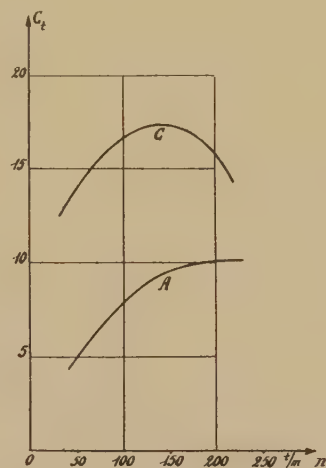


Fig. 23

Nous tenons à souligner ici la concordance remarquable, subsistant à toutes les vitesses de rotation, entre les résultats fournis par les mesures à l'indicateur dans la marche avec allumage et explosion d'une part, et par les mesures faites en marche sans allumage par voie électrique ou cinétique, le moteur ne contenant constamment que de l'air pur, d'autre part; il est, en effet, possible de tirer de ce fait expérimental quelques déductions intéressantes touchant le graissage du piston.

En effet, la différence entre ces deux types de cycles est fondamentale et correspond à une température moyenne du fluide beaucoup plus élevée dans le premier cas que dans le second, ce que démontre, d'ailleurs, la quantité de chaleur considérable qu'il faut soustraire au moteur dans le premier et lui apporter dans le deuxième régime de marche.

Bien que la température de l'eau de circulation fût conservée la même, on pouvait se demander *a priori* si la différence de température moyenne du gaz ne produirait pas dans le lubrifiant adhérent aux parois du cylindre et du piston des différences considérables, soit d'état, soit de température.

L'expérience se prononce contre cette supposition, car de telles différences dans l'état du lubrifiant ne sauraient aller sans des différences considérables dans les frottements du piston contre le cylindre, lesquels forment, comme on le verra, la majeure partie du frottement total: ce qui entraînerait de grandes variations dans le couple de frottement observé en passant d'un régime à un autre.

On voit qu'il n'en est rien, dans ces mesures faites à vitesse variable, et le même fait avait été observé en marche à vitesse constante et à charge variable. Dans l'un comme dans l'autre cas, les frottements se trouvent déterminés uniquement, à la vitesse considérée, par la valeur de la pression moyenne au diagramme développé, sans égard aucun pour le type de cycle — avec ou sans explosions — d'après lequel ils ont été déterminés.

Il en résulte que les variations d'état du lubrifiant ne sauraient être bien grandes, le frottement restant le même. Si une élévation de température de l'huile a bien pour effet d'augmenter sa fluidité,

tandis qu'une combustion ou altération partielle produite par la présence des gaz chauds tend, au contraire, à la faire épaisir, la compensation que l'on pourrait être tenté d'invoquer entre ces deux effets ne saurait être supposée complète et à toutes les allures et à toutes les charges et à toutes les températures de gaz.

Pour que les frottements puissent se maintenir à peu près indépendants de l'état du gaz, il faut évidemment que les changements apportés par ceux-ci au lubrifiant soient faibles, et cette conclusion revient à exprimer que le lubrifiant est plus sensible aux variations de température de l'eau de réfrigération qu'à celles du gaz contenu dans le cylindre.

Ce fait ne doit pas être regardé comme difficilement explicable, la transmission de la chaleur de liquide à métal ou à travers le métal étant bien plus aisée que de gaz à liquide. De plus, le film d'huile existant sur les parois de l'alésage du cylindre est constamment en contact avec cette paroi et ne vient au contact des gaz que lorsqu'il est découvert par le piston; il est encore constamment brassé et renouvelé par celui-ci, et l'on conçoit que sa température moyenne et son état varient peu dans ces conditions, tant que la température de l'eau reste fixe et que celle de la paroi, qui en dépend, varie peu.

Cette remarque, basée en partie sur des observations faites en marche à vide avec explosions, vient donc à son tour infirmer la supposition d'une augmentation des frottements à ce régime due à une combustion de l'huile, dont il a déjà été question, et que nous avons montrée comme fictive et résultant vraisemblablement d'essais insuffisamment précis faits à l'indicateur.

Essais à température variable

TITRE PREMIER. — MODE OPÉRATOIRE

Les essais à température variable de l'eau de réfrigération ont été faits afin de connaître l'influence de cette température sur les pertes par frottement, qui était apparue comme considérable dès le début de cette étude, et de se garantir contre les erreurs provenant de cette cause.

Nous avons employé pour cela les méthodes de mesures cinétique et électrique beaucoup plus sûres et plus rapides que l'emploi de l'indicateur. Ce dernier se trouvait également éliminé du fait du régime de marche adopté pour les essais, le moteur fonctionnant sans sa soupape d'admission, démontée avant les mesures, précisément dans le but de se libérer de la sujétion imposée par la prise des diagrammes, nécessaires au calcul du couple de transvasement C_t dans tous les cas où le moteur tourne en aspirant, comprimant, détendant et expulsant de l'air.

Ainsi débarrassées des erreurs possibles dans la détermination de C_t , le cylindre se trouvant en constante communication avec l'extérieur par un conduit suffisamment large pour que les résistances d'écoulement y soient absolument négligeables, les mesures électriques et les mesures cinétiques ont donné des résultats entièrement concordants, une fois la température régnant dans l'enveloppe convenablement définie.

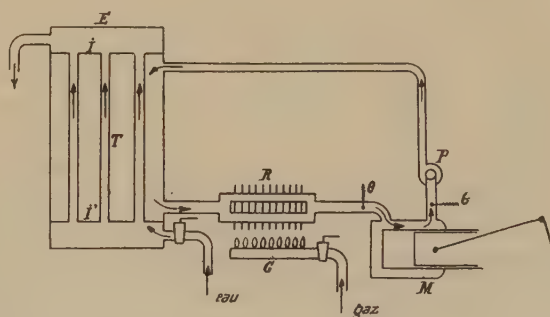
Pour obtenir ce résultat, et pour pouvoir également maintenir à une température aussi élevée qu'il était nécessaire à un moteur pompant constamment de l'air froid, nous avons été obligé de réaliser un échangeur de chaleur spécialement étudié.

Cet échangeur de chaleur à grande masse thermique est constitué d'un récipient métallique cylindrique d'une contenance de 500 litres environ, muni de deux cloisons intérieures I, I', parallèles aux fonds et voisins de ceux-ci, reliés par des tubes métalliques de 2 cm. de diamètre T, figure 24.

L'espace compris entre ces cloisons, et traversé par les tubes, contient une masse d'eau qu'une pompe centrifuge P fait circuler à grande vitesse en circuit fermé entre le dit récipient et la chemise du moteur M, en passant à travers un réchauffeur R.

D'autre part, il est possible de faire circuler d'un fond à l'autre à travers les tubes traversant l'espace compris entre les cloisons, un courant d'eau froide de débit variable, réglable avec précision, qui emporte hors de l'appareil les calories que lui apporte constamment l'eau venant du moteur, si celui-ci en produit.

S'il en absorbe, au contraire, on peut les lui restituer au moyen du réchauffeur. Celui-ci se compose d'un faisceau de seize tubes à ailettes en cuivre, compris entre deux collecteurs, l'un pour l'arrivée de l'eau, l'autre pour la sortie. Les tubes à ailettes employés sont d'un modèle courant servant à la construction des radiateurs d'automobiles; ils présentent une surface mouillée totale de $0\text{ m}^2\text{ 4}$ et une surface extérieure de $3\text{ m}^2\text{ 5}$ y compris les ailettes. Ils sont chauffés par trois



E échangeur de chaleur. *R* réchauffeur.
T tubes de réfrigération. *θ θ'* thermomètres.
I I' cloisons intérieures. *G* rampe à gaz.
M moteur.

Fig. 24.

rampes doubles de flammes de gaz G réglables individuellement au moyen de trois robinets, ce qui assure au chauffage toute la souplesse voulue.

L'appareil pèse au total une dizaine de kg. et est susceptible d'absorber environ 20.000 calories à l'heure, la vitesse de l'eau dans les tubes étant environ 1 m./sec. et les gaz sortant du faisceau tubulaire à une température très basse. La quantité de chaleur à fournir au moteur n'atteint pas la moitié de la capacité de production de l'appareil, et la différence de température de l'eau entre l'entrée et la sortie du réchauffeur ne dépasse pas 2 à 3° dans ces conditions.

La quantité de chaleur à enlever au moteur dans la marche à charge complète est d'environ 25.000 calories à l'heure et l'écart entre les températures d'entrée et de sortie d'eau est de 6° au plus; elle est déterminée par la vitesse de circulation que la pompe centrifuge donne à l'eau dans le circuit fermé moteur-échangeur et non pas par la capacité d'absorption de ce dernier, qui est largement supérieure aux besoins. On n'est jamais obligé, en effet, de donner au courant d'eau de refroidissement son débit maximum.

La nécessité de cet appareil est apparue dès le début des expériences faites sur les frottements du moteur expérimental en raison des irrégularités obtenues dans les résultats des essais et dues à l'impossibilité d'assurer une température constante et bien définie à l'eau de réfrigération. Celle-ci étant admise à 10° environ et sortant à 60 ou 70°, il suffisait, avant qu'on disposât de l'échangeur de chaleur, d'un débit d'eau très faible pour assurer le refroidissement du moteur. Outre qu'il était à peu près impossible de régler ce débit avec précision, il était illusoire de parler de température moyenne de l'eau avec de semblables élévations de l'entrée à la sortie de la chemise du moteur, dont la température était, par suite, très mal connue.

Aussi, la réalisation de l'échangeur de chaleur a-t-elle constitué un gros progrès, non seulement en raison de la différence beaucoup plus faible entre les températures extrêmes de l'eau, mais encore par suite de la plus grande vitesse de circulation dans la chemise, ce qui garantit contre la formation de régions chaudes dans les parties de la chemise peu accessibles au courant et a permis de marcher à des températures beaucoup plus élevées sans inconvénient et, par suite, d'étendre la région où les mesures ont été possibles.

Enfin, la masse d'eau considérable contenue dans le récipient de l'échangeur de chaleur a rendu les variations de température du courant d'eau beaucoup plus lentes, et comme leur réglage est bien plus aisé, nous sommes arrivé par l'emploi de cet appareil à maintenir les températures de l'eau constantes, tant à l'entrée qu'à la sortie, à moins de 1° près pendant le nombre d'heures nécessaire à l'exécution d'une série d'expériences à un régime quelconque.

Il serait même possible avec cet échangeur de chaleur de poursuivre des mesures aux températures supérieures à 100°, en remplaçant l'eau qui circule en circuit fermé du moteur à l'échangeur par un liquide susceptible d'admettre des températures plus élevées, tel que l'huile par exemple, puisqu'il n'y aurait pas de pertes du dit liquide: ne disposant pas d'une quantité d'huile suffisante, nous n'avons malheureusement pas pu entreprendre ces expériences qui permettraient une recherche fort intéressante sur les températures les plus favorables au fonctionnement des moteurs et les effets mécaniques et thermodynamiques des hautes températures.

Les dispositions du moteur et de ses tuyauteries, ainsi que du réchauffeur ne permettent pas non plus d'envisager une mise sous pression du circuit fermé de réfrigération qui autoriserait, tout en conservant l'emploi de l'eau, à élever la température au-dessus de 100° et c'est pour cela que nous avons limité nos expériences à quelques degrés au-dessous de cette valeur.

La température de l'eau de circulation se trouve grâce à l'appareil convenablement définie puisqu'elle est comprise entre deux valeurs extrêmes qui diffèrent entre elles de quelques degrés seulement et qui se maintiennent constantes à un degré près.

Nous avons adopté comme valeur de cette température de l'eau la moyenne des valeurs à l'entrée et à la sortie, cette moyenne étant prise sur la durée totale de l'expérience.

TITRE II. — VARIATIONS des PERTES avec la TEMPÉRATURE

Les mesures faites par les moyens que nous venons d'indiquer ont été exécutées à cinq températures différentes.

Les valeurs extrêmes ont été choisies aussi éloignées que possible l'une de l'autre, la plus basse étant de 8°7, température de la distribution d'eau en hiver augmentée de la moitié de l'élévation subie dans un passage dans la chemise du moteur, d'ailleurs faible; la plus élevée a été de 95°8, qu'il a paru difficile de dépasser sans risquer l'ébullition au réchauffeur, ébullition dont les résultats sont

fâcheux avec les dispositifs employés : il était donc préférable de conserver une marge de sécurité de quelques degrés.

L'ensemble des expériences à température constante ayant été fait à 65°, nous avons naturellement fait une série de mesures à cette température.

Une autre série a été effectuée à la température de 44°5' voisine de celles qui sont, en général, adoptées dans la marche industrielle des moteurs, les conducteurs de ces machines ayant, en général, l'habitude de régler la température de sortie un peu plus chaude que celle de la main sans être brûlante, sauf sur les très grandes machines où les températures sont généralement réglées à 30 ou 35° à la sortie. Enfin, une dernière série de mesures a été faite à 24°.

La figure 25, tracée en portant en abscisses les vitesses de rotation et en ordonnées les couples résistants, montre les résultats obtenus à ces différentes températures et pour toutes les vitesses de rotation du moteur. On y remarque immédiatement l'influence considérable de la température de l'eau de circulation sur la valeur du couple résistant.

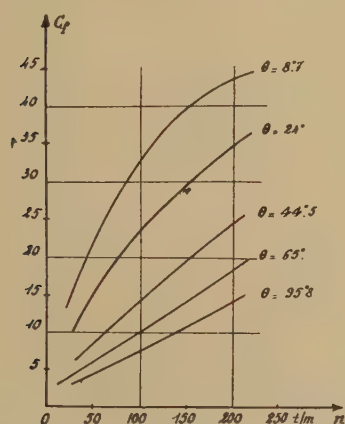


Fig. 25

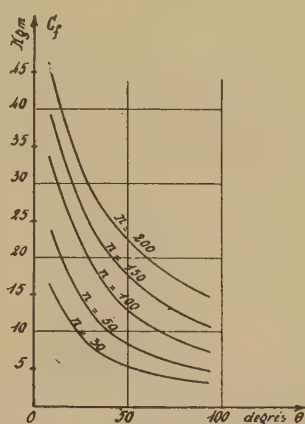


Fig. 26

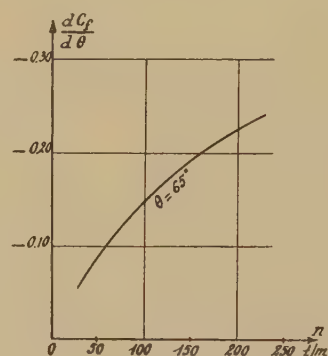


Fig. 27

Mais ces courbes représentent les résistances à vitesse variable et à température constante, pour diverses valeurs de la température : on obtient une représentation plus expressive de l'influence de la température en prenant comme variables la température et le couple résistant, celui-ci étant porté en ordonnées, et en traçant les courbes pour différentes valeurs de la vitesse.

Cette transformation se fait graphiquement sans aucune difficulté, et l'on voit, figure 26 le résultat de l'opération pour les différentes vitesses suivantes : 30, 50, 100, 150 et 200 t/m.

Ce mode de représentation a l'avantage de permettre par interpolation le calcul de l'influence d'une variation de température sur le résultat de la mesure du couple résistant faite à une vitesse et à une température déterminées.

Il suffit pour cela de mesurer la pente $\frac{dC_f}{d\theta}$ de la tangente menée à la courbe $C_f = \varphi(\theta)$ passant par le point situé sur l'ordonnée θ considérée et défini par la vitesse de rotation n du moteur dans les conditions de l'essai dont on s'occupe.

Le produit de $\frac{dC_f}{d\theta}$ par la variation de température considérée $\delta\theta$ donne la correction à faire subir à la valeur du couple résistant observé, soit

$$\delta C_f = \frac{dC_f}{d\theta} \delta\theta.$$

La figure 27 donne les valeurs de $\frac{dC_f}{d\theta}$ en fonction de la vitesse de rotation n pour la température normale des essais de 65°, depuis $n = 30$ jusqu'à $n = 220$.

On voit que pour $n = 200$ t./m. $\theta = 65^\circ$, soit dans les conditions où ont été faits tous les essais à charge variable, on a

$$\frac{dC_f}{d\theta} = -0,225$$

ce qui indique que pour une erreur dans la mesure de la température de 1°, l'erreur commise sur le couple est de 0 kgm. 225, et l'on s'explique que dans ces conditions une incertitude de quelques degrés sur la valeur de cette température ait amené des variations notables dans les résultats, et qu'il ait été impossible d'arriver à en obtenir de satisfaisants avant d'avoir défini convenablement la température au moyen de l'échangeur de chaleur.

Dans tout ce qui précède, nous n'avons parlé que de l'influence de la température de l'eau de réfrigération sur les résistances : en effet, la température des autres parties du moteur ne peut être réglée à volonté. Il faudrait, pour cela, disposer d'un moteur absolument spécial où toutes les parties seraient munies de dispositifs permettant à volonté de les réchauffer ou de les refroidir, et aucun moteur semblable n'a été construit à notre connaissance.

Nous ajouterons que son établissement — très coûteux et difficile — ne présenterait pas grand intérêt : les variations du frottement total que l'on arriverait à produire par ce moyen seraient faibles, car les pertes autres que celles provenant du frottement du piston dans le cylindre, soient celles des paliers et de la distribution ne causent, comme on le verra, qu'une partie de la résistance relativement faible, et de plus ces variations peuvent être prévues *a priori*, puisqu'elles proviennent presque entièrement de paliers abondamment lubrifiés, dont les frottements ont fait l'objet de très nombreuses études.

Si nous déduisons des résistances totales observées dans les essais à température variable celles qui sont dues à des organes autres que le piston et ses segments dans le cylindre, on trouve qu'il reste pour celui-ci à l'allure de 200 t./m. des couples résistants qui sont respectivement aux différentes températures :

θ	= 95,8	65	44,5	8,7 degrés.
C_f	= 6,5	11,5	17,5	37 kgm.

soit une augmentation de près de 6 pour 1 pour les frottements du piston lorsque la température de la chemise d'eau s'abaisse de 87°.

L'influence de la température sur les frottements apparaît donc comme encore plus considérable que celle de la vitesse.

TITRE III. — INFLUENCE des HUILES de GRAISSAGE sur les PERTES par FROTTEMENT du PISTON et des SEGMENTS

Les résultats qui précèdent montrent l'influence considérable de la température sur les frottements du piston dans le cylindre, seuls organes dont la température dépend de celle de l'eau de refroidissement, et cette influence tient aux variations de viscosité de l'huile de graissage avec la température : nous avons été conduit par cette idée à examiner l'influence sur les frottements du piston de l'emploi d'huiles de graissage de viscosités différentes.

A la demande de la Section des Recherches du Service Technique de l'Aéronautique, nous avons choisi comme huile à forte viscosité l'huile de ricin, très employée pour le graissage des moteurs d'avion ou de voitures automobiles de course à haute compression.

L'huile « Castrol R », à base d'huile de ricin, qui a été employée, contient en dissolution une très petite quantité d'huile minérale.

Nous avons, d'autre part, essayé une huile minérale de viscosité aussi faible que possible choisie parmi les types les plus fluides du commerce : l'huile « Gargoyle Arctic », destinée à être utilisée en hiver dans les moteurs réclamant une huile très fluide.

Nous désignerons la première de ces huiles par la lettre R, l'autre par la lettre A.

Toutes deux ont été étudiées dans les mêmes conditions que l'huile minérale à cylindre employée normalement dans le moteur et que nous désignerons par la lettre C.

Celle-ci n'a pu être, comme les deux autres, soumise à des mesures de viscosité et de densité parce que les échantillons ayant servi aux essais du moteur y ont été totalement employés et que ceux qui ont été fournis par la suite ne leur sont pas rigoureusement identiques.

Le fait n'a pas grand inconvénient, étant donné que la viscosité de cette huile C est intermédiaire entre celles des huiles A et R et que c'est de la comparaison des résultats fournis par deux huiles de viscosité extrêmement différentes que l'on peut tirer les conclusions les plus sûres relativement à l'influence de la viscosité sur les frottements.

La mesure de la densité des huiles A et C a été faite aux températures de 15°5 et 92°5 à la balance densimétrique et en tenant compte de la dilatation du flotteur employé.

La densité de l'huile étant une fonction linéaire de la température (1) $d_\theta = d_0 + \lambda \theta$ on a trouvé pour les deux huiles étudiées :

Huile minérale A $d_\theta = 0,9286 + 0,000621 \theta$

Huile de ricin R $d_\theta = 0,9720 + 0,000585 \theta$

en appelant θ la température de l'huile en degrés centigrades, ces formules étant valables entre 0 et 140° au moins, soit dans un intervalle plus étendu que celui où ont été poursuivis les mesures de frottement et de viscosité.

Ces dernières ont été faites au moyen du viscosimètre Baume-Vigneron, appareil fournissant le coefficient de viscosité absolu des huiles en unités c. g. s. et dont le principe est le suivant :

Mesure de la durée T d'écoulement à travers un tube capillaire et sous l'influence de la gravité, d'une quantité d'huile donnée à la température θ sous une hauteur de charge moyenne donnée.

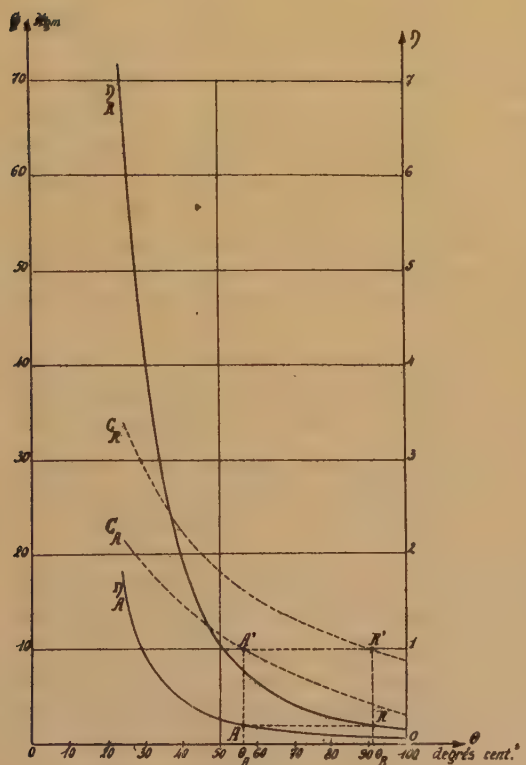


Fig. 28

La densité d_θ de l'huile à cette température étant connue, on obtient le coefficient de viscosité absolu η par la relation.

$$\eta_\theta = K \cdot d_\theta \cdot T$$

où K est une constante d'étalonnage de l'appareil déterminée une fois pour toutes.

Les mesures de viscosité ainsi effectuées ont donné les résultats représentés par la figure 28 où ont été portées : en abscisse les températures, en ordonnées les valeurs de η en unités c. g. s.

Les courbes en trait plein A et R sont relatives aux huiles « Gargoyle Arctic » et « Castrol R » respectivement.

Cette dernière présente une viscosité trois à quatre fois supérieure, à température égale, à celle

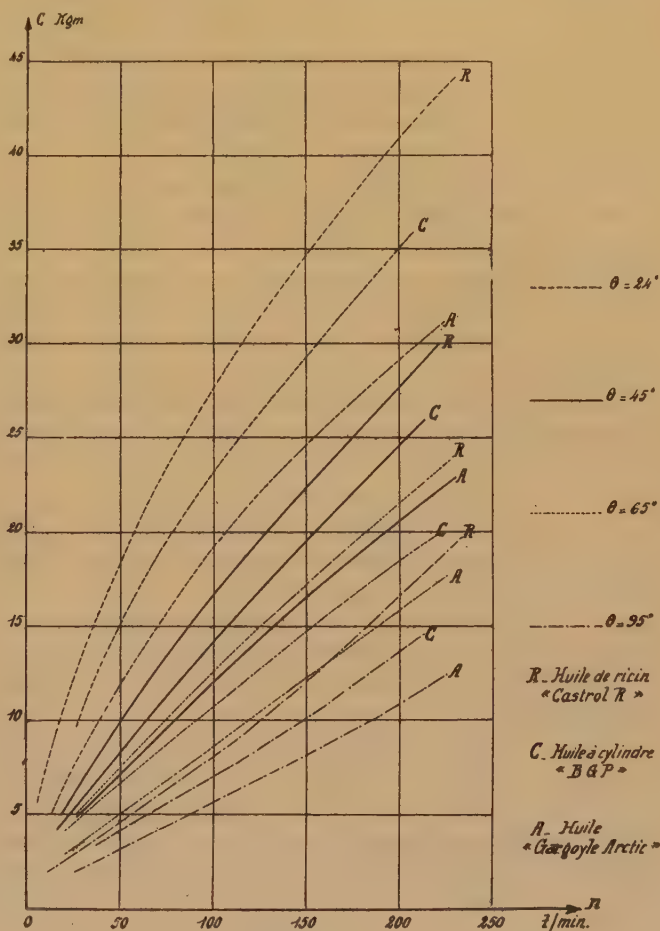


Fig. 29

(1) G. DUPOUX, Recherches expérimentales sur la viscosité des huiles.

de l'huile A, et l'on voit qu'il faut élever sa température de 20 à 30 degrés environ pour égaler les viscosités des deux huiles.

Les mesures de frottement du moteur expérimental graissé avec les huiles A et R ont été faites par les mêmes méthodes que celles employées avec l'huile C et qui ont été exposées en tête du présent chapitre : ici encore, la méthode électrique et la méthode cinétique ont donné des résultats concordants.

On a conservé pour ces mesures les températures de 24°, 44°5, 65 et 95°5 précédemment employées avec l'huile C : on a, de plus, conservé le graissage de toutes les parties du moteur autres que le cylindre et le pied de bielle identique à ce qu'il était dans les essais précédents.

Les quantités d'huiles employées ont été partout les mêmes que précédemment : cylindre, une goutte par 2 secondes ; pied de bielle, une goutte par 8 secondes ; tête de bielle, une goutte par 4 secondes avec la même huile que précédemment ; paliers : graissage par bagues avec la même huile que précédemment.

La *figure 29* obtenue en portant en abscisses la vitesse de rotation et en ordonnées le couple résistant de frottement total du moteur fonctionnant sans sa soupape d'admission, donne les résultats des mesures faites avec les trois huiles A, C et R afin de permettre la comparaison.

Chacune des courbes correspond à une huile et à une température d'eau de réfrigération déterminées, et chaque température a été affectée d'un trait particulier.

On a donc ainsi quatre systèmes, de trois courbes de même trait chacun, la température étant constante pour chaque système.

On voit immédiatement que les courbes A, C et R occupent toujours sensiblement la même position relative quelle que soit la température que l'on considère.

Nous reprendrons également ici le mode de représentation déjà usité au titre précédent, en portant en abscisses la température et en ordonnées le couple résistant pour une vitesse constante égale à la vitesse de régime de 200 t./m. Mais nous prendrons ici non pas le couple résistant total, mais le couple résistant dû aux frottements du piston dans le cylindre, des segments dans le cylindre, et du pied de bielle sur l'axe de piston, soit donc des frottements soumis à la température de l'eau de réfrigération, augmentés toutefois de celui de la tête de bielle que nous n'avons pu en séparer et qui est, d'ailleurs, très faible (voir au chapitre suivant).

Les courbes ainsi obtenues ont été reportées, en ce qui concerne les huiles A et R sur la *figure 28* où elles sont tracées en pointillé.

On peut alors remarquer aisément que les courbes de résistance et de viscosité d'une huile en fonction de la température correspondent à celles de l'autre huile de telle façon qu'il est possible de trouver, étant donnée une température θ_A correspondant à l'emploi de l'huile A, une autre température θ_R pour laquelle les valeurs du coefficient de viscosité et du couple résistant avec l'huile R seront les mêmes que précédemment avec l'huile A à la température θ_A , et cela est possible dans toute l'étendue des courbes A et R avec une approximation assez satisfaisante : la construction $\theta_A A R' R \theta_R$ montre un exemple du fait.

On est donc conduit à conclure que le type d'huile employé n'a par lui-même aucune action sauf, bien entendu, s'il venait à se produire une altération de l'huile étudiée. Il agit seulement par les variations qu'il introduit dans le coefficient de viscosité, puisqu'on peut, avec deux huiles très différentes, obtenir les mêmes valeurs pour le couple résistant de frottement en choisissant convenablement les températures, et puisque pour ces températures précisément les coefficients de viscosité des deux huiles sont égaux.

La *figure 28* montre, de plus, que les variations de la viscosité en fonction de la température sont beaucoup plus considérables que celles du couple résistant, aussi bien pour l'une que pour l'autre des huiles étudiées, comme on vient de le voir.

Deux causes distinctes peuvent être invoquées pour fournir une explication qualitative du phénomène :

1° Les frottements du piston et de ses segments dans le cylindre, de l'axe de piston dans le pied de bielle ne sont pas des frottements exclusivement fluides : il y a, au contraire, contact tout au moins partiel des surfaces métalliques, ainsi que le démontrent de façon irréfutable l'examen de ces surfaces et leur usure progressive dans le fonctionnement du moteur.

La part revenant aux frottements solides pouvant être regardée comme vraisemblablement indépendante de la température, on conçoit que le frottement total augmente moins vite que la viscosité qui n'en conditionne qu'une partie.

L'étude de la partie du frottement revenant au frottement solide ne pourrait être poursuivie que par l'emploi de lubrifiants de très faible viscosité et à des températures très élevées : les ressources expérimentales dont nous disposons, ne nous ont pas permis de l'entreprendre : elle

présente, d'ailleurs, l'inconvénient d'exposer la machine à des avaries sérieuses si un grippage venait à se produire par suite de l'expulsion hors des surfaces en contact d'un lubrifiant exagérément fluide. Il ne faut pas perdre de vue en ces matières que la qualité essentielle d'un lubrifiant consiste bien moins à posséder une viscosité très faible qu'à assurer de façon absolument sûre la lubrification en se maintenant entre les surfaces frottantes. Cette propriété, assez mal connue d'ailleurs, bien qu'elle ne semble liée à la viscosité par aucune loi simple ne se conserve généralement pas lorsque la viscosité s'abaisse à l'extrême, du moins avec les matières dont sont habituellement constituées les articulations des machines.

Le risque que court alors la machine étudiée est si grave qu'il est préférable de ne pas l'y exposer.

2° La quantité de chaleur développée par unité de temps par le frottement dans le film d'huile compris entre le cylindre et le piston va en augmentant avec la viscosité, puisque le travail résistant augmente : celui-ci est, en effet, six fois plus grand à 24° qu'à 100° avec l'huile A.

Il en résulte que l'excès de la température de ce film d'huile sur celle de l'eau de circulation qui est nécessaire pour évacuer à travers la paroi du cylindre ce flux de chaleur, d'autant plus grand que ce flux est plus intense, va en augmentant avec la viscosité si la vitesse de rotation reste la même comme c'est le cas ici.

Comme, de plus, c'est lorsque la viscosité est considérable que ses variations en fonction de la température sont le plus rapides, comme le montre la *figure 28*, on conçoit que la viscosité de l'huile à la température vraie du film de lubrifiant soit alors sensiblement inférieure à celle qui correspondrait à la température de l'eau de circulation, seule mesurée.

Au contraire, pour les faibles viscosités, c'est-à-dire pour les températures élevées de fonctionnement, l'excès de la température du film d'huile sur celle de l'eau étant plus faible et les variations de la viscosité beaucoup moindres pour un même écart de température, la viscosité apparente à la température de l'eau de circulation diffère très peu de la viscosité réelle à la température du film d'huile.

Ce phénomène, comme le précédent, contribue donc bien à limiter l'accroissement des résistances lorsque la température de l'eau de circulation diminue : il ne semble toutefois pas possible de chiffrer l'effet de ces phénomènes dans les conditions présentes et cette explication doit être considérée seulement comme vraisemblable au point de vue qualitatif.

CHAPITRE V

Répartition des pertes entre les différents organes du moteur

TITRE I. — MODE OPÉRATOIRE et CONDITIONS des ESSAIS

§ A. — Mesures des couples résistants.

Le moteur fonctionnant pour ces essais à des stades variés de démontage ne peut évidemment tourner par ses propres moyens et l'emploi de l'indicateur pour la mesure des résistances est, par suite, impossible.

La mesure des couples résistants a été faite par voie cinétique et par voie électrique, et là encore les résultats fournis par les deux méthodes ont été absolument concordants. Ils ont été, de plus, vérifiés dans certaines conditions par des mesures de force, dont on trouvera le détail au paragraphe suivant.

Pour tous ces essais, la température de la chemise d'eau a été uniformément maintenue à 65° et les mesures ont été faites aux régimes suivants :

a) Le moteur est d'abord démonté de façon que l'arbre principal portant le volant soit entièrement libéré de toute autre pièce et soit, par conséquent, seul mobile avec le volant claveté sur lui.

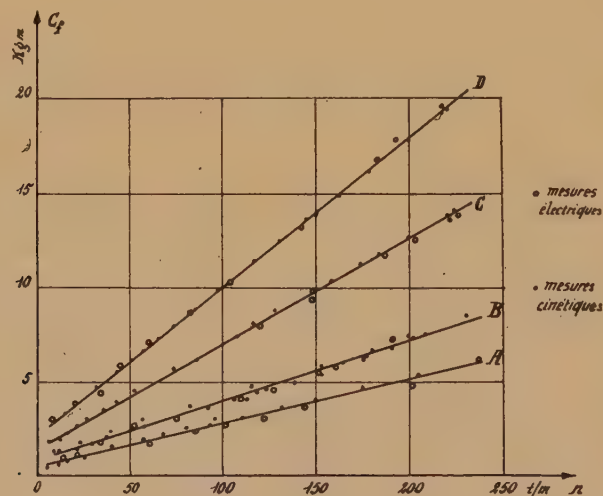


Fig. 30

Les résistances passives qui s'exercent alors sur la partie mobile sont seulement les frottements des trois tourillons de l'arbre dans leurs trois paliers et la résistance opposée par l'air au mouvement du volant et des parties de l'arbre moteur qui s'y trouvent exposées : arbre proprement dit en dehors des paliers, maneton et bras du vilebrequin avec leurs contrepoids, poulie du frein de Prony ; la résistance subie par ces pièces du fait de l'air est d'ailleurs négligeable devant celle qu'il oppose au mouvement du volant.

Il n'a malheureusement pas été possible de séparer les deux causes de pertes ci-dessus et d'établir les parts revenant d'un côté au frottement dans les paliers, de l'autre, à la résistance de l'air et c'est la somme de ces résistances qui a été mesurée et est représentée figure 30 en A.

b) L'engrenage hélicoïdal commandant l'arbre longitudinal de distribution est ensuite remonté, et aux résistances des organes A viennent s'ajouter celles des suivants : couple hélicoïdal de commande, paliers de l'arbre longitudinal de distribution, engrenages de commande du régulateur et paliers de celui-ci, excentrique et tige de commande de l'indicateur, commande de magnéto, galet et culbuteur de la soupape d'échappement, tige de cette soupape dans son guide.

La résistance totale de ces organes et de ceux du groupe A est représentée figure 30 en B.

c) On remonte ensuite la bielle et le piston après avoir préalablement sorti de leurs logements les anneaux élastiques de garniture, ou segments, du piston. La soupape d'admission étant toujours démontée comme précédemment, il ne peut exister aucune différence de pression entre les deux faces du piston et, par suite, l'absence des segments ne présente pas d'inconvénient.

Les résistances ajoutées ainsi sont celles des organes suivants : tête de bielle sur le maneton, pied de bielle sur l'axe de piston, piston dans le cylindre, et la somme de ces résistances et de celles des groupes A et B est donnée par la ligne représentative C, figure 30.

d) On remonte alors les segments du piston et le moteur se retrouve dans le même état que pour les mesures à température variable, c'est-à-dire complet sauf la soupape d'admission, dont on maintient ainsi le logement libre pour conserver constamment nulle la pression dans le cylindre, mesurée par rapport à la pression atmosphérique comme il a été dit.

Les résultats ainsi obtenus, correspondants à l'augmentation apportée par les segments aux frottements fournis par les organes des groupes A, B et C sont représentés figure 31 par la ligne D.

Nous avons reporté sur cette figure tout l'ensemble des déterminations effectuées par la méthode cinétique au moyen de points et par la méthode électrique au moyen de petits cercles, pour montrer l'accord entre les résultats fournis par ces deux procédés.

On voit que l'ensemble des déterminations peut être représenté par des droites, et cela très rigoureusement pour C et D un peu moins exactement pour A et pour B : on pourrait, en effet, surtout pour ce dernier essai, adopter une courbe présentant une légère concavité supérieure, mais comme le tracé de cette courbe ne s'écarterait nulle part de plus de 0 kgm. 2 de celui de la droite B et que cette erreur peut être négligée dans l'ensemble, il a paru plus simple de n'en pas tenir compte les erreurs expérimentales étant, comme on peut le voir, du même ordre de grandeur et n'assurant pas absolument la nécessité de la représentation curviligne.

Les quatre droites A, B, C, D étant tracées dans le système de coordonnées (n , C), leurs équations sont :

$$C_A = 0,5 + 0,023 n$$

$$C_B = 0,85 + 0,032 n$$

$$C_C = 1,3 + 0,056 n$$

$$C_D = 2,05 + 0,079 n$$

les couples résistants C étant exprimés en kilogrammètres et les vitesses de rotation n en tours par minute.

Le nombre considérable des mesures qui ont servi à établir ces courbes leur communique une valeur d'autant plus satisfaisante que l'on a constaté l'accord de deux méthodes indépendantes.

On remarquera, d'autre part, la grande analogie d'allure qu'elles présentent, aussi bien entre elles qu'avec celles fournies par les essais à vitesse variable, dont l'expression était, au régime de marche à vide entraînée, avec pression de compression de 3 kg./cm² environ.

$$C_1 = 4,5 + 0,073 n$$

En effet, la petite différence qui se manifeste entre les valeurs du premier terme des expressions C_D d'une part, et C_1 d'autre part, alors que les termes en n restent tout à fait comparables, s'explique aisément de la façon suivante :

Tandis que pour le régime de marche D la pression moyenne au diagramme développé, due seulement à la force d'inertie, les pressions de gaz restant constamment nulles, tend rapidement vers zéro quand la vitesse n diminue, au contraire, la pression moyenne correspondante au régime de marche, 1, passe seulement de 0 kg./cm² 66 à 0 kg./cm² 56, quand la vitesse décroît de 200 t./m. à zéro, ainsi qu'on l'a vu.

Il est donc absolument conforme aux prévisions de voir le régime 1 donner aux très faibles vitesses une résistance très nettement supérieure au régime D, et cette différence entre les résistances aller en s'atténuant au fur et à mesure que la force d'inertie fait sentir son effet sur la pression moyenne au diagramme développé.

On en peut conclure avec sécurité que l'augmentation considérable des résistances passives avec la vitesse constatée précédemment, n'est pas un phénomène accidentel, mais se manifeste, au contraire, dans toutes les articulations des pièces du moteur.

Il apparaît également comme de plus en plus probable que l'accroissement des résistances de frottement — exprimées sous forme de couples résistants — obéit très sensiblement à une loi linéaire en n lorsque cette vitesse de rotation n s'accroît, puisque nous avons dans tous les cas et par toutes les méthodes retrouvé cette forme d'expression, avec une précision parfois très remarquable, parfois avec de petites discordances : celles-ci semblent, d'ailleurs accidentelles et dues aux erreurs expérimentales puisque la concavité qu'il faudrait donner aux courbes représentatives apparaît tournée tantôt dans un sens et tantôt dans l'autre.

En cela, comme en ce qui touche l'accroissement de C_f en fonction de Π , nous pouvons donc conclure que, pour faire apparaître dans l'expression de C_f un terme de degré supérieur à 1, il serait nécessaire d'augmenter de beaucoup la précision des déterminations, et probablement davantage ici que précédemment, malgré qu'elle soit déjà sensiblement plus grande que dans les mesures faites en fonction de Π , comme le montre l'examen des figures correspondantes 14 et 30.

On peut encore tirer des mesures faites sur le moteur dans ses différents stades de remontage l'expression des résistances de chacun des groupes d'organes dont il a été fait mention, puisque le remontage d'un des groupes n'influe pas sur la résistance de ceux qui étaient déjà en place.

Il est, en effet, bien évident qu'en passant de la droite A à la droite B par addition du mécanisme de distribution, aucune raison plausible ne peut être invoquée en faveur d'un accroissement ou d'une diminution du couple résistant du volant et de l'arbre qui constituent le groupe A.

Dans ces conditions, les différences entre les ordonnées successives des points de rencontre d'une même droite $n = C^e$ avec les courbes A, B, C, D donnent les couples résistants relatifs à chaque groupe d'organes correspondant à la différence considérée et l'on a

$C^A = 0,5 + 0,023 n$	Volant et arbre moteur
$C_B - C_A = 0,35 + 0,009 n$	Distribution et organes accessoires
$C_C - C_B = 0,55 + 0,024 n$	Bielle et piston
$C_D - C_C = 0,75 + 0,023 n$	Segments.

§ B. — Mesure des efforts résistants.

Le piston étant une pièce à mouvement rectiligne, il nous a paru intéressant de chercher à déterminer directement les efforts de frottement qui s'exercent entre la paroi du cylindre d'une part, et le piston et ses segments d'autre part, et de voir si l'on obtient par ce moyen, d'ailleurs d'une application plus difficile, des résultats comparables à ceux que fournit la mesure du couple résistant correspondant à ces frottements.

Pour ces mesures, on a attelé sur le piston une corde passant sur une poulie de grand diamètre et à laquelle étaient suspendus des poids. Le piston est muni d'une règle portant cinq taquets espacés de 10 cm. d'axe en axe actionnant un contact électrique fixé au moteur lorsqu'ils passent devant lui. Un signal Deprez inscrit les instants des ruptures successives sur un cinémomètre donnant le demi-centième de seconde.

Connaissant ainsi les instants précis du passage du piston à des positions déterminées, on peut en déduire la courbe des vitesses et celle des accélérations du mouvement du piston, qui permettent de calculer aisément la résistance opposée par les frottements au mouvement du piston par le moyen suivant.

Appelons v la vitesse et γ l'accélération à l'instant t du système en mouvement dont la masse est $M = \mu + m$ μ étant la masse du piston, constante, et m la masse de la charge motrice que l'on peut faire varier à volonté, soit $p = m g$. On aura alors la relation

$$m g - M \gamma = F$$

où $F = f(v)$ est la résistance de frottement du piston à l'instant t , laquelle est fonction seulement de la vitesse v à cet instant, puisque toutes les autres conditions déterminant le frottement restent les mêmes.

Il suffit donc de connaître à un instant quelconque la vitesse et l'accélération du mouvement pour déterminer la résistance inconnue due aux frottements F , et nous avons vu que les données fournies par le tracé du cinémomètre faisaient connaître v et γ .

Les mesures ont été faites avec des charges motrices p de 15, 20, 30 et 50 kg. qui ont permis de déterminer les valeurs F aux différentes vitesses suivantes :

v	0,23	0,40	0,55	0,80	1 m./s.
F	14,8	19,8	23,2	29	32,6

valeurs déterminées en partant des résultats fournis par deux charges différentes pour chaque vitesse (sauf pour la dernière), afin de vérifier les nombres obtenus.

En effet, cette méthode imposant deux dérivations successives pour passer des espaces parcourus aux vitesses, puis aux accélérations, il est prudent, en raison des erreurs que l'on risque de ce fait, de se ménager un contrôle des résultats, et de ne pas en attendre une bien haute précision. Dans le cas présent, la concordance des différents résultats a été aussi satisfaisante que possible, l'erreur probable relative ressortant à 5 % environ.

La *figure 31* obtenue en portant en abscisses la vitesse du piston en m./sec. et en ordonnées la résistance en kilogrammes que les frottements opposent à son mouvement permet de comparer les résultats des mesures directes avec ceux que l'on peut déduire des mesures de couple résistant précédemment relatées. On a, en effet, $v = \frac{2 \pi l n}{60}$ en appelant v la vitesse moyenne exprimée en mètres par seconde que possède le piston lorsque le moteur de course l , en mètres, tourne à la vitesse de n tours par minute.

D'autre part, le couple résistant C_f opposé dans ces conditions par le piston, est lié à la résistance moyenne de frottement F de ce piston par la relation $2 l F = 2 \pi C_f$ exprimant l'égalité des expressions du travail résistant pendant un tour, soit $F = \frac{\pi}{l} C_f$.

Sur le moteur expérimental, la course du piston est $l = 0 \text{ m. } 43$ et, par suite, comme on connaît la résistance C_f en fonction de n , on en peut transformer l'expression en F et v ; c'est le résultat de cette transformation qui est reporté sur la *figure 31* pour y être comparé avec les valeurs tirées de la mesure directe.

Il importe, toutefois, de remarquer que les valeurs sont rapportées à la vitesse instantanée du piston, tandis que celles provenant des mesures du couple sont rapportées à la vitesse moyenne : ce fait est sans influence sur le résultat dans le cas particulier qui nous occupe, puisque par l'une et l'autre méthode, la résistance de frottement est définie comme une fonction linéaire de la vitesse : il n'importe donc pas que cette vitesse soit une valeur moyenne ou instantanée, ainsi qu'on peut s'en rendre compte en calculant le travail résistant par tour en partant du travail élémentaire.

De plus, les valeurs du couple résistant C_f ayant servi à calculer la résistance F correspondante comprennent le couple résistant dû à la bielle qu'il nous a été impossible de mesurer et que des considérations théoriques permettent de fixer à environ 8 % de la valeur de C_f . La résistance calculée à partir de ce couple serait donc trop forte de 8 % environ.

La résistance directe étant déterminée à environ 5 % près on peut voir que l'accord des deux méthodes est aussi bon qu'on pouvait l'espérer.

Cette détermination directe des résistances de frottement du piston a ainsi rempli son but en contrôlant les résultats obtenus indirectement, mais avec plus de précision et dans une plus grande étendue de la variation de vitesse.

On trouve encore une fois par cette méthode, indépendante de celles déjà employées, une relation linéaire entre la vitesse et les résistances de frottement, et l'on est ainsi conduit à regarder la forme de cette relation comme très vraisemblable dans le domaine où ont été faites nos recherches et où nous l'avons constamment retrouvée.

L'expression de la résistance de frottement du piston en fonction de la vitesse se trouve alors être, en exprimant F en kilogrammètres et v en m./sec.

$$F = 10,5 + 25 v$$

et cela depuis $v = 0 \text{ m./sec. } 2$ jusqu'à $v = 3 \text{ m./sec.}$ environ, région à laquelle correspondent les mesures de couple résistant effectuées précédemment.

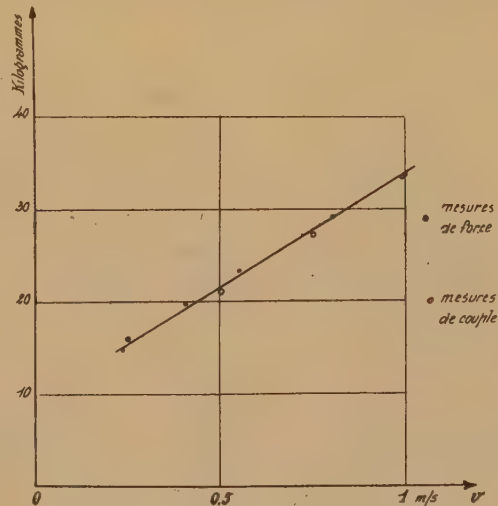


Fig. 31

CHAPITRE VI

Coefficients de frottement dans les différentes articulations du moteur

Les efforts, soit instantanés, soit moyens qui s'exercent entre les différentes pièces du moteur sont, au moins pour les principales, ou mesurables ou calculables, puisqu'ils proviennent des poids de ces pièces, des forces d'inertie développées par leurs mouvements, des pressions du gaz dans le cylindre, ou enfin d'efforts élastiques provenant de leurs formes ou positions.

Les expériences relatées dans les précédents chapitres ayant fourni, avec une précision assez grande dans l'ensemble, des mesures des résistances de frottement développées dans ces articulations, il est tout indiqué de profiter de la possibilité ainsi offerte de calculer les coefficients de frottement correspondants.

On se donne ainsi un moyen de comparer les résultats obtenus aux mesures très nombreuses qui ont été par leurs auteurs exprimées sous cette forme d'un emploi absolument général.

Nous avons pour cela basé notre calcul sur la valeur moyenne de la force agissant sur chaque articulation, ce qui est, d'ailleurs, l'habitude en ces questions.

L'intégration, même graphique, des valeurs instantanées des réactions pendant un cycle serait, en effet, pénible et ne donnerait, avec les résultats moyens, que des différences peu importantes. De plus, les mesures faites ont toujours porté sur la valeur moyenne des quantités étudiées.

Connaissant donc l'effort moyen sur chaque articulation, il suffit de mesurer ses dimensions et la vitesse de glissement moyenne pour avoir défini son fonctionnement à la température considérée ainsi que la pression unitaire moyenne qu'elle subit et qui est une des causes déterminantes de la valeur du coefficient de frottement.

En ce qui concerne les segments, le calcul des réactions élastiques qu'ils exercent contre la paroi de l'alésage du cylindre n'ayant donné par les méthodes théoriques aucun résultat admissible, la détermination en a été poursuivie par voie expérimentale en mesurant l'effort nécessaire pour réduire le segment au diamètre qu'il présente une fois mis en place.

La forme d'équilibre prise par les segments du moteur Winterthur sous l'action de deux forces opposées tangentes à leur surface, perpendiculaires aux génératrices et appliquées aux deux brins d'un fil entourant le segment est celle d'un anneau cylindrique de révolution. Ce fait, indice d'une bonne construction ayant assuré en tout point du segment la bande correcte, rend le calcul de la réaction élastique contre le cylindre fort simple, puisque la pression entre les surfaces en contact est alors uniforme en toute leur étendue. Si l'on appelle Φ la valeur de la force nécessaire pour amener le segment de hauteur h à prendre le rayon r du cylindre, la pression est alors $p = \frac{\Phi}{h r}$ et l'effort total exercé par un segment contre le cylindre est $2 \pi h r p = 2 \pi \Phi$.

En appliquant cette formule au cas du moteur Winterthür, avec

$$r = 14 \text{ cm. } 5 \quad h = 1 \text{ cm. } 4 \quad \Phi = 8 \text{ kg. } 2 \quad \text{on trouve } p = 0 \text{ kg./cm}^2 \text{ } 40$$

valeur conforme à celles que l'on adopte pour les calculs d'établissement des segments dans les projets de moteurs. Nous avons adopté cette valeur qui donne pour l'effort exercé 51 kg. par segment, soit pour les six segments du piston un effort total de 306 kg.

En ce qui concerne la résistance des organes du groupe A, volant et paliers de l'arbre, nous avons vu que la résistance que l'air oppose au mouvement du volant n'avait pu être mesurée séparément et, par suite, en attribuant aux paliers de l'arbre moteur la résistance totale observée, nous obtiendrons seulement une limite supérieure des frottements dans ces paliers, dépassant la valeur

réelle dans une proportion vraisemblablement considérable. Bien que regrettable, cette erreur de principe ne présente pas une importance primordiale, car la question du frottement dans les paliers de machines a fait l'objet de nombreuses études et le résultat le plus important de nos mesures concerne les frottements du piston, sujet sur lequel la documentation n'est nullement comparable.

Les coefficients de frottement ont été calculés pour les paliers, avec la réserve que nous venons de faire, pour le piston proprement dit, et pour les segments du piston, au régime de 200 t./m. en marche sans soupape d'admission, et la température de l'eau étant de 65° dans la chemise de réfrigération.

En appelant : F la charge totale des articulations considérées, en kilos
P la pression correspondante, en kilos par centimètre carré
V la vitesse relative des deux surfaces en contact, en m./sec.
r la résistance opposée au mouvement par les frottements

$$f = \frac{r}{F} \text{ le coefficient de frottement}$$

et étant bien entendu qu'il s'agit des valeurs moyennes de ces différentes quantités, on trouve les nombres suivants :

	F	P	r	f	V
Paliers de l'arbre (ensemble)	2.900	3,7	< 95	< 0,032	1,20
Piston seul	128	0,036	34	0,27	2,87
Segments de piston	306	0,40	36	0,12	2,87

Si l'on calcule par la formule de Joëssel $f = 0,04 \left(\frac{1}{P} \right)^{0,6} V^{0,06}$ appliquée avec succès par Bertin aux machines marines, on trouve pour les mêmes organes les valeurs suivantes :

Paliers	0,018	au lieu de	< 0,032
Piston	0,30	—	0,27
Segments	0,07	—	0,12

On voit que l'accord est dans l'ensemble assez satisfaisant, l'excès de la valeur mesurée du coefficient de frottement des paliers de l'arbre sur sa valeur calculée devant être attribué à la résistance de l'air sur le volant. Il importe, d'ailleurs, de remarquer que l'application au cas de piston, où la pression n'est que de 0 kg./cm² 036, de la formule de Joëssel établie pour de fortes pressions, constitue une lointaine extrapolation, et de même dans le cas des segments dont la pression est encore très inférieure aux valeurs normales des autres organes de machines.

L'expérience a montré que la surface à faire figurer dans le calcul de la pression unitaire du piston sur le cylindre était non pas la petite surface rodée par l'usure que l'examen fait reconnaître au voisinage des génératrices supérieure et inférieure du piston, mais bien toute la surface cylindrique de celui-ci.

La présence d'un film d'huile ininterrompu sur toute cette surface explique bien ce fait et c'est au cisaillement de cette couche pendant la marche du moteur qu'est due la valeur exceptionnelle élevée du coefficient de frottement obtenu, d'ailleurs prévue par la formule de Joëssel. Il suffit pour être certain de la présence du film d'huile en question de se livrer à l'examen de la surface interne du cylindre pendant la marche du moteur, au moyen de dispositifs convenables, pour constater son existence sur toute l'étendue de cette surface, ainsi que sur la paroi du piston dans la partie où, dépassant au point mort bas l'extrémité du cylindre, elle devient visible pendant une petite fraction de sa course.

Mais les déterminations des frottements du moteur ayant été faites à vitesse variable, il en résulte que l'on peut calculer les coefficients de frottement à une allure quelconque.

Ces coefficients étant proportionnels aux couples résistants desquels ils ont été déduits sont, eux aussi, des fonctions linéaires de la vitesse de rotation, proportionnelle elle-même à la vitesse moyenne des différentes pièces.

Si l'on calcule à nouveau les dits coefficients de frottements pour la vitesse de 20 t./m., on trouve comme résultats.

Paliers $f = 0,0076$ Piston $f = 0,046$ Segments $f = 0,028$

tandis que la formule de Joëssel donne pour leurs valeurs respectives

0,0160 0,270 0,060

Le désaccord est ici très net entre les résultats expérimentaux et ceux déduits de la formule de Joëssel et nous retrouvons encore l'influence considérable de la vitesse sur les frottements que nous avons déjà signalée à diverses reprises pour les différents régimes de fonctionnement du moteur.

En ce qui concerne les paliers de l'arbre, le coefficient de frottement de 0,0076, doit être considéré comme extrêmement voisin de la valeur réelle : en effet, à cette allure de 20 t./m., la résistance de l'air au mouvement du volant, réduite au centième de sa valeur à l'allure normale, est négligeable, et l'erreur qu'elle introduit dans la valeur du coefficient de frottement est inférieure à celles des mesures qui l'ont fourni.

Ce coefficient de frottement de 0,0076 est très faible et dénote un excellent graissage des paliers à l'allure où il a été observé.

CHAPITRE VII

Essais faits sur différents moteurs industriels

TITRE PREMIER. — ESSAI d'un MOTEUR S. M. I. M. de 60 CV

Ce moteur est un monocylindre horizontal à quatre temps, à simple effet, fonctionnant au gaz pauvre.

Alésage du cylindre : 380 mm., course du piston 560 mm., volume d'une cylindrée 61 l. 8.

Vitesse de régime 200 t./m., vitesse moyenne du piston 3 m./sec. 73.

Poids du volant 4,730 kg., moment d'inertie du volant 592 kg./m²

Couple moteur indiqué maximum pour une pression indiquée de 6 kg./cm² $C_{im} = 295$ kgm.

Cette machine a été essayée à deux régimes de marche différents au moyen de l'indicateur, l'un correspondant sensiblement à la charge máxima, et l'autre à la demi-charge. Ensuite, la méthode cinétique a été appliquée pour la mesure de la résistance en marche sans explosions avec pleine ouverture de l'admission et compression maxima, à l'allure de régime, et pour l'étude des variations de cette résistance en fonction de la vitesse.

La puissance utile était mesurée au moyen d'un frein de Prony, ayant un bras de 2 m. de longueur, agissant sur une bascule.

Le mouvement de l'indicateur était obtenu par une commande à bielle, manivelle et glissière reproduisant géométriquement le mouvement du piston; la transmission de ce mouvement se faisait ensuite par une longue tige rigide et, finalement, par une très faible longueur de corde.

Le robinet d'indicateur était vissé dans le tampon d'allumage et communiquait avec le cylindre du moteur par un canal rectiligne court et bien disposé au point de vue de la facilité des mouvements du gaz. L'indicateur employé à ces mesures était l'indicateur Maihak utilisé dans les essais du moteur Winterthur.

Les résultats obtenus ont été les suivants :

		Pleine charge	Demi-charge
Vitesse moyenne de l'essai	t./m.	201,5	204
Couple résistant ou frein de Prony	kgm.	224	120
Pression moyenne indiquée	kg./cm ²	6,07	3,73
Couple indiqué correspondant	kgm.	298,5	183
Couple résistant de frottement	kgm.	74,5	64
Puissance indiquée	CV	84	52,3
Puissance utile	CV	63	34,3
Rendement organique		0,75	0,655
Pression d'explosion	kg./cm ²	29	20,8
Température de l'eau à la sortie	degrés	44	45,5

Les essais par la méthode cinétique ont comporté la mesure de cinq ralentissements successifs, lesquels n'ont pas été poussés jusqu'à l'arrêt du moteur pour éviter d'avoir à opérer à chaque fois le lancement au moyen de l'air comprimé.

La température a été, en moyenne, de 46°5 à la sortie de l'eau hors de la chemise du moteur, et le couple résistant dû au transvasement des gaz a été $C_t = 17 \text{ kg. 3}$, valeur comparable à celle observée sur le moteur Winterthur, en tenant compte des cylindrées respectives des deux machines.

Dans ces conditions, les valeurs du couple de frottement C_f à vitesse variable se trouvent ici encore représentées par une expression linéaire en fonction de la vitesse de rotation et l'on a :

$$C_f = 15 + 0,223 n \quad (\text{Voir figure 32.})$$

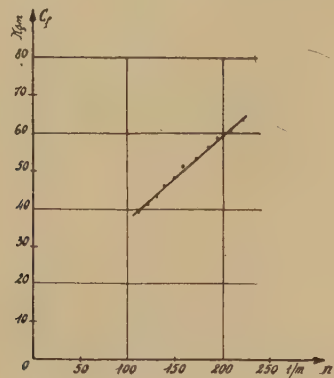


Fig. 32

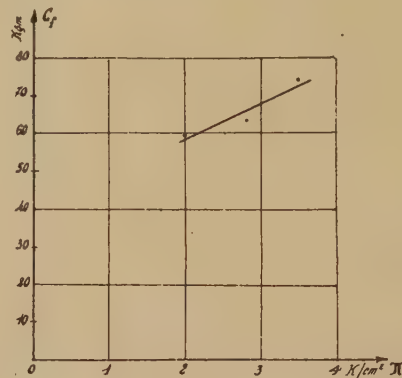
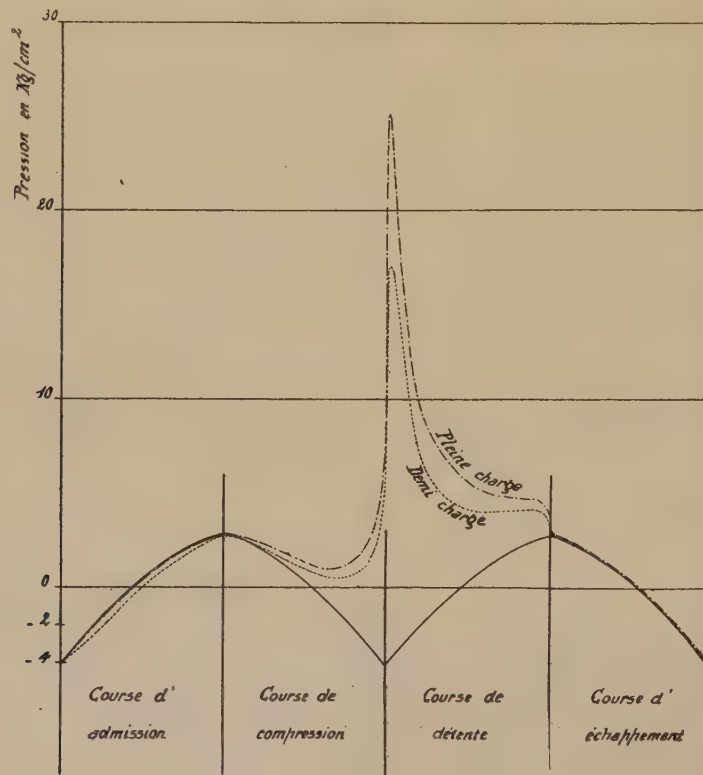


Fig 34

Cette droite, en effet, n'est jamais différente de plus d'un demi-kilogramme des points fournis par le calcul des résultats et elle correspond très fidèlement à la réalité dans l'intervalle où ont été faites les mesures, soit de 110 à 220 t./m.



Moteur S.M.I.M. 60 cv. Diagramme de développement à 200 t/m.

Fig. 33.

En généralisant les coefficients par la même méthode que précédemment, on a la valeur de C_{im} étant 295 kg.

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,051 + 0,000756 n.$$

Le couple C_f correspondant à l'allure de régime de 200 t./m. est de 59 kg. 5.

Le diagramme développé de ce moteur a été reproduite *figure 33* pour les régimes de demi-charge et charge complète.

Il est assez différent du diagramme développé du moteur Winterthur aux régimes correspondants : la pression fictive d'inertie est, en effet, sensiblement double dans le cas présent, sa valeur maxima étant de 4 kg./cm² contre 2 kg./cm² 05 pour le moteur expérimental, à la même allure.

On relève, sur ce diagramme développé les pressions moyennes suivantes :

Au régime des essais cinétiques	$\Pi = 1 \text{ kg./cm}^2 \text{ 96}$	$C_f = 59 \text{ kgm. 5}$
Au régime de marche à demi-charge	$\Pi = 2 \text{ kg./cm}^2 \text{ 84}$	$C_f = 63 \text{ kgm.}$
Au régime de pleine charge	$\Pi = 3 \text{ kg./cm}^2 \text{ 47}$	$C_f = 74 \text{ kgm. 5}$

On peut alors, prenant pour abscisses les valeurs de Π , reporter en ordonnées les courbes résistants observés au régime correspondant, ce qui donne la *figure 34*.

On constate, sur cette figure, qu'en choisissant convenablement, il est possible de trouver une droite ne s'écartant pas de plus de 3 kgm. des points considérés. Le couple moteur indiqué maximum étant d'environ 300 kgm., cette erreur n'est que de 1 % de la valeur du dit couple et doit être considérée comme rentrant dans la catégorie des erreurs expérimentales accidentelles, la précision des mesures faites ne pouvant dépasser cette limite dans les conditions où a été fait l'essai.

Le nombre des déterminations a été, en effet, bien moindre que sur le moteur expérimental Winterthur, le canal et la commande de l'indicateur n'ont pu être systématiquement étudiés; enfin, la température moyenne de l'eau n'a pu être aussi bien définie, l'écart de ses températures d'entrée et de sortie étant beaucoup plus fort.

Il est donc impossible d'affirmer que la droite tracée sur la figure est insuffisante pour représenter les résultats expérimentaux, impossible aussi de choisir une courbe destinée à la remplacer en étant assuré qu'elle serait préférable à la droite proposée, dont l'équation est :

$$C_f = 40 + 8,07 \Pi$$

soit sous la forme plus générale :

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,135 + 0,0295 \Pi.$$

Nous retrouvons donc ici la même forme pour l'expression de $\frac{C_f}{C_{im}}$ en fonction de Π .

TITRE II. — ESSAI D'UN MOTEUR S. M. I. M. de 35 CV

Ce moteur est un monocylindre horizontal à quatre temps, fonctionnant au gaz pauvre, et à simple effet.

Alésage du cylindre 320 mm.	Course du piston 380 mm.	Volume d'une cylindrée 30 l. 5
	Pression de compression 9 kg./cm ²	
Vitesse de régime 220 t./m.	Vitesse moyenne du piston 2 m./s. 71	
Poids du volant 1800 kg.	Moment d'inertie total 126 kg./m ²	
Couple moteur indiqué maximum pour une pression indiquée de 6 kg./cm ²	$C_{im} = 145,2$	

Les essais faits sur ce moteur ont été entrepris dans les conditions suivantes :

Essais à l'indicateur à pleine charge, demi-charge et quart de charge.

Mesures par la méthode cinétique en marche à pleine compression, avec l'admission ouverte en grand.

La détermination de la puissance effective a été faite au moyen d'un frein de Prony, dont le levier de 1 m. 500 de long était appuyé sur une bascule.

Les conditions du montage de l'indicateur étaient les mêmes que sur le moteur de 60 CV, ci-dessus décrit. Même indicateur.

Les résultats obtenus à l'indicateur ont été les suivants :

		Pleine charge	Demi-charge	Quart de charge
Vitesse moyenne de l'essai	t./m.	222	223,5	223,2
Couple résistant au frein de Prony	kgm.	114	60	30
Pression moyenne indiquée	kg./cm ²	6,09	3,55	2,24
Couple indiqué correspondant	kgm.	147,5	85,8	54,1
Couple résistant dû au frottement	kgm.	33,5	25,8	24,1
Puissance utile	CV	35,4	18,8	9,35
Rendement organique		0,774	0,70	0,555
Pression d'explosion	kg./cm ²	26,1	16,8	12,7
Pression de compression	kg./cm ²	9	6,5	4,5
Température de l'eau à la sortie	degrés	53	50	50,5

Pour la détermination des résistances en marche sans explosion avec l'admission ouverte en grand et la pleine compression, il a été relevé par l'application de la méthode cinétique à neuf ralentissements du moteur de 270 t./m. à 100 t./m. Le couple résistant de transvasement du gaz a été, dans ces conditions, de 3 kgm. 8, ce qui est peu pour un moteur de cette cylindrée.

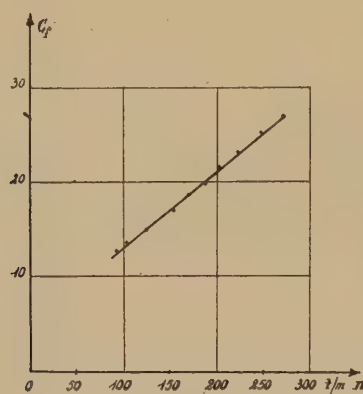


Fig. 35

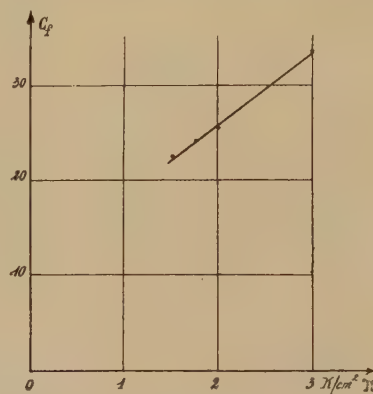


Fig. 36

Le couple résistant de frottement a alors une valeur nette représentée en fonction de la vitesse de rotation par la figure 35.

On voit qu'aucun des points obtenus ne s'écarte de plus de 1/2 kgm. de la droite figurée, dont l'équation est :

$$C_f = 5 + 0,080 n$$

et qui représente donc très correctement les résultats.

On écrira son équation :

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,0345 + 0,00052 n.$$

A l'allure de régime de 220 t./m., le couple résistant est $C_f = 22$ kgm. 6.

Le diagramme développé de ce moteur, absolument analogue à celui du Winterthur expérimental, n'a pas été reproduit ici pour cette raison. On y relève les pressions suivantes :

Au régime des essais cinétiques	$\Pi = 1$ kg./cm ²	5	$C_f = 22,6$
Au régime de marche à quart de charge	1 kg./cm ²	7	24,1
Au régime de marche à demi-charge	2 kg./cm ²	0	25,8
Au régime de marche à pleine charge	3 kg./cm ²	0	33,5

En exprimant alors les résultats des différents essais dans le système de coordonnées Π , C_f on obtient la figure 36.

On voit que ces quatre points se répartissent avec une exactitude remarquable sur une droite : l'écart maximum est, en effet, de 1/3 de kilogrammètre, soit seulement 2 millièmes du couple indiqué maximum. Une semblable concordance dépasse de beaucoup les limites assignées par les erreurs expérimentales possibles.

L'équation de la droite en question est :

$$C_f = 11 + 7,3 \Pi$$

et l'on a en divisant par C_{im}

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,075 + 0,050 \Pi.$$

Les résistances de frottement de ce moteur obéissent donc à des lois de même forme que pour les précédents.

TITRE III. — ESSAI d'un MOTEUR S. M. I. M. de 120 CV

Ce moteur est un monocylindre horizontal à quatre temps, fonctionnant au gaz pauvre, et à simple effet.

Alésage du cylindre, 500 mm.; course du piston, 700 mm.; volume d'une cylindrée 137 l. 4.

Vitesse de régime, 180 t./m.; vitesse moyenne du piston, 4 m./sec. 20.

Poids du volant, 11.600 kg.; moment d'inertie total, 2.800 kg./cm².

Couple moteur indiqué maximum pour une pression indiquée de 6 kg./cm². $C_{im} = 656$ kgm.

Ce moteur actionne une dynamo hexapolaire à courant continu de 230 volts 350 ampères, dont l'induit est calé en bout de l'arbre moteur.

Les essais faits sur ce moteur ont été effectués dans les conditions suivantes :

Essais à l'indicateur, à une fraction de charge $\frac{C_i}{C_{im}} = 0,61$ et à une fraction de charge $\frac{C_i}{C_{im}} = 0,12$ correspondant à la marche à vide.

Essai par la méthode cinétique à pleine ouverture de l'admission, et seulement aux environs de la vitesse de régime.

Il n'a pas été fait d'essai à pleine charge car ce moteur, tournant dans une station centrale depuis plusieurs années était, lors des essais, passablement usé et a été arrêté aussitôt après pour revision et remise en état complète, et comme le gaz pauvre utilisé contenait une forte proportion d'hydrogène, les marches aux fractions de charge élevées engendraient des coups durs très violents par suite d'allumages spontanés. Il a paru préférable d'éviter cette cause d'efforts pénibles à un moteur fatigué; d'ailleurs, les diagrammes pris dans ces conditions ne fournissent pas de bonnes mesures.

Il importe également de tenir compte de l'usure de ce moteur dans l'appréciation des résultats obtenus, en effet, une grande liberté dans toutes les articulations, un poli des surfaces frottantes devenu complet, un graissage nécessairement plus abondant par suite de l'écoulement plus rapide de l'huile hors des paliers par des jeux accrus, l'usure des segments qui diminue leur bande et, par suite, leur pression contre le cylindre, toutes ces causes agissent simultanément pour diminuer les pertes par frottements. Il ne faut donc pas être surpris de la valeur très élevée du rendement organique qui ressort de ces expériences.

La puissance utile a été mesurée par l'intermédiaire de l'énergie électrique fournie par la dynamo. Il a été employé pour cela des appareils de mesures qui, tarés immédiatement après les essais, n'ont montré que des erreurs propres de 1 à 3 millièmes, donc complètement négligeables.

Le rendement de la dynamo a été calculé en partant des courbes de pertes fournies par le constructeur.

La température a été maintenue, pour tous les essais, aussi voisine que possible de 40°, valeur adoptée pour la marche usuelle de ce moteur.

Même indicateur et même montage que précédemment; toutefois, en raison des dimensions plus considérables de la machine, les conditions sont moins favorables, le canal de communication et la corde de commande de l'indicateur étant forcément plus longs que pour les moteurs étudiés ci-dessus, ce qui rend moins sûres les mesures faites par ce procédé.

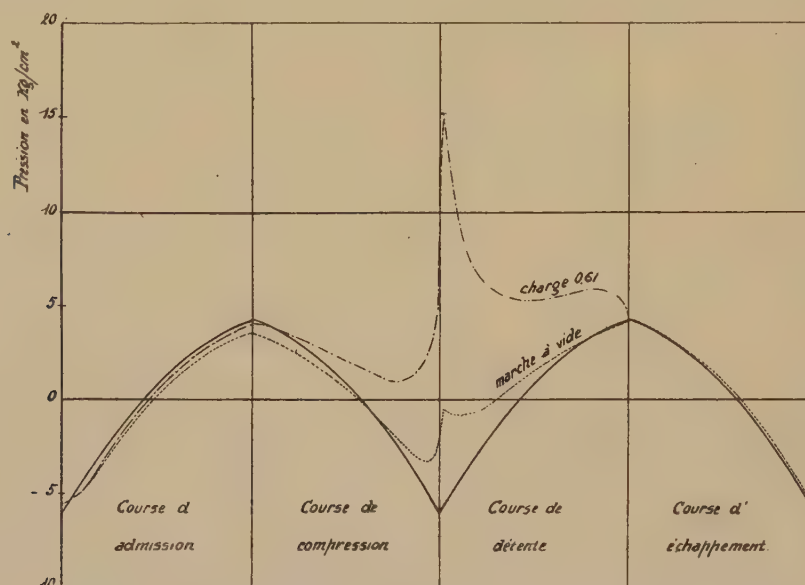
Nous avons également pu profiter du démontage qui a suivi les essais pour mesurer les couples résistants du volant avec la distribution d'abord et, ensuite, du volant seul.

Les mesures ont été faites en entraînant ces pièces du moteur au moyen de la dynamo fonctionnant comme moteur électrique en la reliant aux barres du tableau de la centrale par l'intermédiaire d'un rhéostat servant au démarrage: il n'a pas été fait de déterminations à des allures différentes de la vitesse de régime, le calcul du rendement de la machine électrique n'étant possible qu'à cette vitesse avec les documents mis à notre disposition.

Les mesures à l'indicateur ont fourni les résultats suivants :

Fraction de charge $\frac{C_i}{C_{im}}$		0,61	0,12
Vitesse moyenne de l'essai n	t./m.	180	188,5
Pression moyenne indiquée p_i	kg./cm ²	3,65	0,50
Couple indiqué correspondant C_i	kgm.	405	54,5
Couple utile C_u	kgm.	336	0
Couple de frottement C_f	kgm.	69	54,5
Puissance utile P_u	CV	85	0
Rendement organique		0,82	
Pression d'explosion	kg./cm ²	21,8	5,0
Pression de compression	kg./cm ²	11,6	3,0

Le diagramme développé pour ces deux régimes est représenté *figure 37*. On y remarque une pression fictive d'inertie beaucoup plus considérable que pour les moteurs précédemment étudiés en raison des dimensions et de la vitesse de piston plus grandes de la présente machine, qui porte la



Moteur S.M.I.M. 120 cv. Diagramme développé à 180 t/m.

Fig. 37.

valeur maxima de cette pression d'inertie à 6 kg./cm² environ, valeur supérieure à celle de la pression d'explosion en marche à vide; d'où il résulte que la bielle travaille à l'extension au moment de l'explosion, lorsqu'on marche à vide, ainsi que le montre la forme du tracé correspondant.

Les valeurs correspondant aux régimes $\frac{C_f}{C_{im}} = 0,61$ 0,12
sont pour la pression moyenne au diagramme développé $\Pi = 3 \text{ kg./cm}^2$ 57 2 kg./cm² 27.

Mais, d'autre part, l'essai en marche sans explosions a donné les résultats suivants :

$$C_f = 55 \text{ kgm.} \quad \Pi = 2 \text{ kgm./cm}^2 \text{ 62.}$$

On peut alors porter comme précédemment Π en abscisses C_f en ordonnées, et obtenir ainsi la *figure 38*, où les trois points se groupent près d'une ligne droite d'équation.

$$C_f = 24 + 12,5 \Pi.$$

Mais pour une pression indiquée de 6 kg./cm² le moteur serait susceptible de fournir un couple indiqué maximum $C_{im} = 656 \text{ kgm.}$ et l'on peut écrire

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,037 + 0,019 \Pi$$

relation qui conserve bien la forme générale rencontrée déjà, mais dont les coefficients sont bien plus petits que les précédents, comme le faisaient prévoir les dimensions et l'usure du moteur : celle-ci était surtout notable en ce qui concerne les segments, dont la pression sur la paroi du

cylindre était devenue insuffisante pour assurer l'étanchéité, les fuites étant devenues nettement visibles sur les diagrammes de compression. C'est principalement à cette cause que sont dûs les faibles frottements relevés dans ce moteur.

Mais, de plus, il ne faut pas perdre de vue que les valeurs de Π correspondant aux conditions de marche réelle du moteur sont supérieures dans le cas présent, en raison des pressions d'inertie plus fortes, à ce qu'elles étaient sur les autres moteurs étudiés et qu'à pleine charge on aurait environ $\Pi = 4 \text{ kg./cm}^2$ 5, alors que l'on obtenait précédemment des pressions d'inertie de 2,9 à 3,4. Il importe donc de considérer non seulement la valeur du coefficient b de Π dans l'expression de C_f mais également celle du produit $b \Pi$, dont l'infériorité dans le cas du moteur de 120 CV est moins considérable et s'explique aisément; le rendement organique qui lui correspondrait à pleine charge

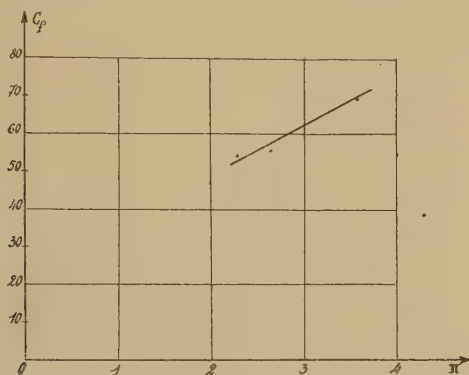


Fig. 38



Fig. 39

serait de 0,88 environ; il n'a, quoique très élevé, rien de surprenant pour un moteur de cette dimension, dans l'état où nous l'avons étudié.

Les mesures de résistance du volant avec la distribution et du volant seul nous ont respectivement donné, à l'allure de régime :

$$C_f = 26,5 \text{ et } C_f = 23.$$

La part importante de ces résistances dans le total fait ressortir, elle aussi, la valeur relativement faible de la résistance du piston, dont nous venons d'exposer la cause.

TITRE IV. — ESSAI d'un MOTEUR à DEUX TEMPS 3 CV, à GRANDE VITESSE

Moteur P. S. à deux temps monocylindrique vertical à simple effet, fonctionnant à l'essence, refroidi par circulation d'eau, cylindre en fonte.

Alésage du cylindre, 54 mm.; course du piston, 54 mm.; volume de cylindrée, $V = 01.1237$.

Rapport de compression théorique, $\frac{V + v}{v} = 5,4$.

Allure de régime correspondant à la puissance maxima, 4.500 t./m environ.

Vitesse moyenne du piston à cette allure, 8 m./sec. 1.

La distribution de ce moteur est du type dit à trois lumières — voir schéma *figure 39*. Le piston P y joue le rôle de tiroir, la lumière d'aspiration A introduit le mélange venant du carburateur dans le carter du moteur Γ sous l'influence de la dépression qu'y engendre la montée du piston; ce mélange comprimé dans le carter par la descente consécutive du piston — c'est la fonction dite précompression — est ensuite transporté par la lumière de transvasement T dans le cylindre C, d'où il balaie les gaz brûlés par la direction que lui imprime le déflecteur D et où il est comprimé par la montée suivante du piston allumé par la bougie placée dans l'un des orifices supérieurs B', détendu et évacué finalement par la lumière d'échappement E. En raison de la hauteur de celle-ci au-dessus du point mort bas, le volume de la cylindrée V n'est pas entièrement utilisé pour la détente et la compression et celles-ci se trouvent réduites au rapport de volume de 4,1 au lieu de 5,4.

Le vilebrequin du moteur est porté par deux paliers à billes; la magnéto, montée en bout d'arbre, tourne à la vitesse du moteur.

La tête de bielle est montée sur rouleaux; l'axe de pied de bielle, serré dans la bielle, tourillonne dans le piston fait d'un alliage de cuivre et d'aluminium, et muni de trois segments.

Ce moteur, établi pour une vitesse de régime à puissance maxima de 4.500 t./m. environ, n'a pu être essayée que jusqu'à 3.700 t./m. et a fourni à cette allure une puissance de 2 CV 7, la puissance de 3 CV devant être atteinte seulement à 4.500 t./m.

La pression d'explosion mesurée à pleine charge au moyen de l'acromètre Mazellier-Carpentier a été trouvée voisine de 14 à 15 kg./cm². Il n'a, naturellement, pas été possible, sur un moteur aussi petit et aussi rapide, de relever des diagrammes d'indicateur. Comme, d'autre part, les appareils manographiques sont impropres à fournir des diagrammes corrects — surtout à d'aussi grandes vitesses — la puissance indiquée n'a pu être obtenue.

Les mesures de pertes par frottement se sont donc trouvées limitées aux régimes de marche entraînée sans explosions : elles ont été obtenues au moyen d'une machine électrique entraînant le moteur par courroie et dont l'étalonnage avait été fait préalablement de façon très complète. La vitesse

de rotation du moteur a pu ainsi varier à volonté jusqu'à la limite de 3.700 t./m. imposée par la sécurité de la courroie et de la machine électrique elle-même.

Les pertes dans la courroie ont été déterminées en entraînant le vilebrequin du moteur et la poulie tournant seuls sur leurs roulements à billes. On accroit par ce procédé les pertes vraies dans la courroie de la valeur des frottements des dits roulements à billes et on les diminue des pertes par glissement élastique aux régimes où sont faites les mesure.

Ces glissements ont été mesurés, ils sont constamment restés de l'ordre du millième; les frottements des paliers à billes, calculés d'après les coefficients de frottement normaux, ressortent à une valeur causant des pertes du même ordre de grandeur que les glissements de la courroie : on est donc bien fondé à négliger l'erreur résultant de leur différence.

Le couple résistant correspondant à la perte dans la courroie ainsi calculée est représenté *figure 40* en fonction de la vitesse de rotation du moteur PS par la courbe Γ . Il reste sensiblement constant jusque vers 3.000 t./m. et croît ensuite légèrement.

L'absence de dispositif de réchauffage n'a permis l'exécution des expériences qu'à la température ambiante, le circuit de réfrigération étant parcouru par un courant d'eau froide : ce moteur fonctionnant d'autant mieux à pleine charge que la température de l'eau de réfrigération est plus basse, on s'est trouvé ainsi dans des conditions de marche normales pour le moteur et très voisines de celles réalisées pour les essais de puissance.

Le moteur a été essayé de cette façon pour la détermination des pertes par frottements à différents régimes de marche.

A

L'orifice d'aspiration A au carter est fermé complètement, tandis que l'orifice d'échappement E et les deux orifices supérieurs B et B' restent ouverts. L'aspiration est ainsi supprimée et par suite le transvasement.

Au voisinage du point mort bas, en effet, le carter Γ étant en communication avec le cylindre C, la pression y est égale à la pression atmosphérique; pendant la course montante du piston, le volume du carter augmente et il s'y produit une dépression, mais lorsqu'au voisinage du point mort haut, la tranche inférieure du piston P vient découvrir l'orifice A, celui-ci étant obturé ne permet pas la rentrée de l'air extérieur comme en fonctionnement normal.

En redescendant, le piston fait alors repasser l'air enfermé dans le carter par tous les états successifs qu'il a pris lors de la course précédente et récupère ainsi le travail qu'il avait fourni à ce moment contre la pression atmosphérique.

Sur la surface supérieure du piston, cette pression s'exerce, en effet, constamment; la section des orifices B et B' égale à 4 cm² étant suffisante pour n'introduire aucune résistance sensible à l'écou-

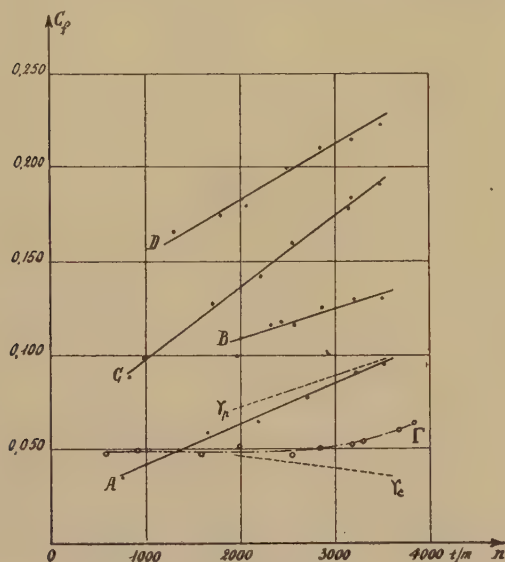


Fig. 40

lement : à l'allure de 3.000 t./m., la durée d'une course étant 0 sec. 01, la vitesse moyenne des 124 cm. d'air d'une cylindrée qui doivent les franchir dans ce temps est, en effet, de 31 m./sec. seulement. La contrepression moyenne qui en résulte n'atteint pas 0 kg./cm² 01 et peut, par suite, être négligée, le couple résistant qu'elle engendre étant beaucoup plus petit que les erreurs expérimentales à prévoir.

Les résistances passives mesurées ainsi sont donc exclusivement celles provenant des frottements des pièces du moteur.

Les essais ont été faits de 700 à 3.500 t./m. et leurs résultats reportés *figure 40* en fonction de la vitesse de rotation et l'on voit que leurs résultats peuvent être correctement représentés par une droite.

B

Les orifices BB' du cylindre C sont fermés, l'orifice A restant fermé comme précédemment.

On a donc maintenant sur la face supérieure du piston une compression suivie d'une détente, tandis que la face inférieure, travaillant comme précédemment ne subit elle non plus aucun travail résistant moyen.

L'augmentation des frottements qui se manifeste alors est donc due uniquement à l'augmentation des efforts exercés sur le piston du fait de la compression et de la détente de l'air dans le cylindre aux pertes près que peut subir le cycle ainsi réalisé, soit du fait du manque d'étanchéité, soit du fait des pertes thermiques par les parois, lesquelles à cette vitesse sont évidemment très faibles avec une compression modérée de 4,1 en rapport de volumes.

On obtient ainsi les valeurs du couple résistant que l'on peut représenter par la droite B. Les mesures correspondantes n'ont pu être faites au-dessous de 2.000 t./m., les vitesses de rotation inférieures ayant engendré des oscillations de la courroie dues à l'irrégularité du couple résistant aux basses allures, et qui faussaient considérablement les mesures.

C

Ouvrant de nouveau les orifices BB', on débouche également l'orifice A d'admission au carter.

Il ne se produit plus ainsi de compression dans le cylindre, mais le carter devient alors le siège du phénomène de précompression, tel qu'il se produit en charge dans la marche normale du moteur : aux environs du point mort supérieur, l'air pénètre dans le carter Γ par l'orifice A découvert à ce moment par la tranche inférieure du piston P, lequel le comprime ensuite en redescendant ; lorsqu'il arrive aux environs du point mort inférieur, l'air est transvasé par T dans le cylindre où il se détend sans produire de travail et s'échappe de là dans l'atmosphère par B et B'. En remontant, le piston abaisse la pression dans le carter, préparant la nouvelle admission d'air qui se produit aux environs du point mort haut et le phénomène recommence.

Le cycle décrit par l'air en dessous du piston comprend donc deux temps de travail résistant : la compression d'abord, la détente ensuite, et deux changements de pression à volume presque constant aux environs des deux points morts : l'admission d'abord et le transvasement ensuite ; ce cycle absorbe ainsi du travail.

Les mesures ont été faites de 800 à 3.500 t./m. leurs résultats peuvent être représentés par la droite C, ainsi que le montre la *figure 40*.

D

L'orifice d'aspiration A restant ouvert pour maintenir la précompression, on ferme de nouveau les orifices du cylindre B et B' ce qui rétablit la compression, les phénomènes qui se passent successivement dans le moteur étant semblables à ceux que nous avons décrits pour la marche normale, moins l'explosion qui est évidemment supprimée ici.

On obtient alors la droite D de la *figure 40* qui a pu être tracée de 1.300 à 3.500 t./m., en variant la tension de la courroie pour retarder l'apparition des oscillations déjà observées au régime B.

On remarquera que toutes les observations ont pu être représentées par des droites au degré de précision, il est vrai assez faible, que comportaient les mesures faites : une vérification intéressante de celles-ci peut, d'ailleurs, être déduite des observations suivantes :

Le travail résistant dû à la précompression de l'air n'étant pas influencé par les transformations

subies par cette masse d'air une fois qu'elle est transvasée au-dessus du piston, est évidemment indépendant de l'existence ou de la suppression de la compression.

Par suite, si l'on fait la différence $c - a$ des ordonnées des valeurs C et A du couple résistant pour une même vitesse de rotation n , on doit trouver la même valeur que pour la différence $d - b$ des ordonnées D et B à la même allure n , puisque ces deux couples de droites ne diffèrent entre eux que par l'absence de la compression pour le premier et son existence pour le second et, par suite, la valeur $\gamma_p = c - a = d - b$ de ces différences représente le couple résistant γ_p dû au travail de précompression.

Pour les mêmes raisons, on doit avoir $b - a = d - c = \gamma_c$ en appelant γ_c la valeur de l'augmentation du couple résistant produit par la compression. En effet, les pressions mises en jeu dans la précompression sont plus de dix fois plus petites que les pressions correspondantes de compression et sont, par suite, sans influence sur la variation γ_c du couple résistant total Γ que produit la compression.

Or, les résultats obtenus vérifient ces relations aussi exactement que le permettent les incertitudes expérimentales, puisque les deux droites représentatives de chacun des couples γ_c et γ_p sont si peu différentes qu'on ne peut les tracer distinctes à l'échelle de la *figure 40*.

Il importe de bien remarquer que le couple résistant γ_p est dû à une résistance passive provenant non des frottements des pièces du moteur proprement dites, mais du travail absorbé par le transvasement de l'air, tandis qu'au contraire le couple γ_c est une augmentation des résistances de frottement réelles du moteur sous l'influence des efforts dûs à la compression.

Peut être la diminution observée de γ_c lorsque la vitesse croît, peut-elle s'expliquer par la compensation partielle qui s'établit durant une partie de la course entre la pression de compression d'une part, et la pression fictive d'inertie d'autre part : celle-ci croissant en même temps que la vitesse on conçoit que l'effort résultant total sur le piston diminue simultanément. Mais l'analyse du phénomène ne serait possible quantitativement que si l'on disposait d'un diagramme, ce qui n'est pas le cas.

L'essai de ce petit moteur, pour si incomplet qu'il soit, a permis de montrer cependant que la variation du couple résistant de frottement en fonction de la vitesse qui, seule, a pu y être observée, obéit à une loi tout à fait analogue aux relations précédemment trouvées sur des moteurs entièrement différents. On trouvera au chapitre suivant un parallèle entre les résultats de ces différentes machines.

CHAPITRE VIII

Comparaison des résultats fournis par les différents moteurs et Conclusions

Pour l'étude d'un phénomène aussi complexe, fuyant et incertain que les pertes par frottements des moteurs à explosions, il est bien évident que les recherches faites sur un moteur unique ne sauraient suffire à éclaircir l'ensemble de la question, et l'on comprend aisément la raison en songeant aux sources variées, tant connues qu'indéterminées, dont proviennent les erreurs auxquelles on s'expose dans les expériences.

L'étude d'un moteur, aussi complète et minutieuse qu'on la suppose, possible seulement dans un laboratoire permet, en effet, d'élucider certaines incertitudes, de dégager les données essentielles du problème, d'évaluer l'effet des principales causes agissant sur les frottements : elle ne fournit évidemment pas de documents sur les particularités propres au moteur qui a servi à la poursuivre et qui, peut-être, ne se retrouveront pas dans une autre machine ; elle ne permet pas d'être sûr de la généralité des relations observées entre les phénomènes.

Celle-ci devra donc être vérifiée ensuite sur d'autres machines et c'est le but que nous nous sommes proposé dans les essais des différents moteurs, dont nous avons exposé les résultats à la suite de ceux du moteur expérimental Winterthur.

Malheureusement de tels essais ne sont que bien rarement possibles, et c'est une bonne fortune rare, dont il faut se hâter de profiter, que la réunion sur une même machine, généralement en service ou en essai dans une usine, de l'ensemble de conditions indispensables au succès des mesures de pertes par frottements.

Le nombre des machines qu'il nous a été possible d'essayer dans ce but jusqu'à présent est encore bien réduit en regard de ce que nous eussions souhaité ; il permet cependant de faire d'intéressantes comparaisons entre les résultats obtenus, en attendant qu'il soit possible d'élargir davantage le champ des vérifications expérimentales.

Nous avons déjà montré au passage que la forme générale des relations entre les phénomènes, c'est-à-dire l'allure de ceux-ci, était la même dans tous les cas étudiés : on trouvera ici des comparaisons numériques plus précises entre les différentes machines.

A. — Variations des pertes avec la pression moyenne au diagramme développé II.

Nous avons montré aux chapitres consacrés aux différents moteurs étudiés que les pertes par frottements ont pu être représentées par les expressions suivantes, en les rapportant au couple moteur indiqué maximum défini précédemment :

Moteur Winterthur	30 CV	$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,125 + 0,0285 \Pi$	Droite n° 1
— S. M. I. M.	60 CV	$0,135 + 0,0295 \Pi$	— 2
— S. M. I. M.	35 CV	$0,076 + 0,050 \Pi$	— 3
— S. M. I. M.	120 CV	$0,037 + 0,019 \Pi$	— 4

On voit que les résultats fournis par les trois premiers moteurs sont assez voisins les uns des autres : la *figure 41* où ont été reportées les droites représentatives permet, d'ailleurs, de se rendre compte du fait :

Si l'on fait la moyenne des coefficients α et β dans $\frac{C_f}{C_{im}} = \alpha + \beta \Pi$ pour les trois moteurs en question, on obtient l'équation de la droite.

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,112 + 0,036 \Pi \quad \text{Droite M}$$

qui représente l'ensemble des observations faites sur ces trois machines.

La *figure 41* montre qu'aucune des déterminations ne s'en écarte de plus de 0,01 en ordonnées, ce qui revient à dire que la droite moyenne tracée en trait plein, représente les couples résistants de frottement observés sur les trois moteurs à moins de 1 % près du couple indiqué maximum : cette précision est bien rarement atteinte réellement dans la mesure du rendement organique, ainsi qu'on a pu s'en rendre compte dans le premier chapitre.

On est donc fondé à représenter par la relation

$$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,112 + 0,036 \Pi$$

le couple résistant d'un moteur à gaz monocylindrique à simple effet et à quatre temps, d'une puissance de 30 à 60 CV et dont l'allure de régime est voisine de 200 t./m.

On commettra ainsi, sauf cas exceptionnels très rares, une erreur sur l'estimation des pertes plus faibles qu'en essayant de la mesurer dans les conditions où se fait habituellement cette opération dans une usine, soit : avec un indicateur quelconque, une commande et une tuyauterie d'indicateur quelconques, et un mode de mesure des vitesses et des puissances utiles quelconques.

Ainsi se trouve réalisée partiellement, dans un petit domaine de la construction des moteurs, une application pratique des recherches que nous venons d'exposer ; ce premier résultat encourage à poursuivre l'extension de ce petit domaine à d'autres types de moteurs.

On peut, dès maintenant, prévoir que la forme de la relation se trouvera conservée pour les moteurs, dont les dispositions mécaniques principales se trouveront les mêmes, c'est-à-dire faisant usage d'un cylindre fixe et d'un piston fourreau coulissant directement dans ce cylindre : c'est là, et de beaucoup, le type le plus répandu actuellement puisqu'il comprend tous les moteurs fonctionnant à l'essence, suivant le cycle à quatre temps, hormis certains modèles de moteurs sans soupapes.

En ce qui concerne l'écart numérique considérable entre les coefficients α et β relatifs au moteur S. M. I. M. de 120 CV et ceux des autres moteurs étudiés, nous avons déjà indiqué la raison qui en motive la majeure partie, à savoir l'état d'usure plus considérable où se trouvait le moteur lors des essais. De plus, ses dimensions plus fortes sont une cause de diminution relative des pertes, les grosses machines ayant un rendement organique meilleur que les petites en général.

Enfin, il importe de remarquer que les pressions Π sont, dans ce moteur, plus élevées que dans les autres, puisqu'elles s'élèvent de 2 kg./cm² 3 en marche à vide jusqu'à 4 kg./cm² 5 environ à pleine charge, ce régime n'ayant pu être atteint aux essais ; tandis qu'elles variaient dans les mêmes conditions de 1 kg./cm² 5 à 3 kg./cm² en moyenne pour les précédents. L'écart entre les couples de frottement C_f serait ainsi moins considérable que l'écart entre les coefficients α β des deux formules.

On pourrait, d'ailleurs, tenir compte de ces différences entre les valeurs de Π , si elles devenaient considérables, en utilisant la notion de valeur maxima de cette variable, ainsi que nous l'avons fait pour le couple et ainsi qu'on le verra plus loin pour la vitesse de rotation. On calculerait alors la valeur Π_m correspondant à celle du couple indiqué maximum C_{im} et on porterait en abscisses, non plus les valeurs de Π , mais celles du quotient $\frac{\Pi}{\Pi_m}$. Il ne nous paraît pas nécessaire de faire l'application numérique de cette transformation très simple au cas présent, où les valeurs de Π sont, en somme, du même ordre de grandeur, alors que les couples maxima des différents moteurs étaient entre eux comme 1 est à 4, et que les vitesses angulaires sont entre elles comme 1 est à 25 environ dans ce qui suit :

Remarquons, avant d'en terminer avec ce sujet, que le rendement organique du moteur S. M. I. M. de 120 CV serait, d'après les valeurs observées aux essais, de 0,88 environ à pleine charge. Bien qu'élevée, cette valeur n'a cependant rien d'inadmissible, étant données les conditions où elle a été obtenue.

B. — Variations des pertes avec la vitesse de rotation n .

On a trouvé pour les expressions du couple résistant en fonction de la vitesse, les expressions suivantes pour les différents moteurs.

Moteur Winterthur 30 CV	$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,052 + 0,00059 n$
Moteur S. M. I. M. 60 CV	$0,051 + 0,00076 n$
Moteur S. M. I. M. 35 CV	$0,035 + 0,00052 n$

Ces couples résistants ont été observés tous dans les mêmes conditions de fonctionnement, c'est-à-dire les moteurs marchant sans explosions, avec admission ouverte en grand et compression égale à celle de la marche à pleine charge.

De telles conditions se trouvent réalisées dans l'essai du moteur P. S. à deux temps par la marche sans précompression et avec compression. Si l'on exprime dans le même système l'équation de la droite représentative de ce régime (B, figure 40), on obtient la relation :

Moteur PS. 3 CV	$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,095 + 0,0000196 n$
-----------------	--

On remarque immédiatement que le coefficient du terme en n est beaucoup plus petit que les précédents, ce qui est évident, la vitesse de rotation à laquelle est adaptée ce moteur étant beaucoup plus grande.

Il serait illogique de prétendre comparer entre elles des machines dont la vitesse de régime varie de 200 t./m. à 4.500 t./m., soit plus de 22 fois plus, sans tenir compte de cette différence.

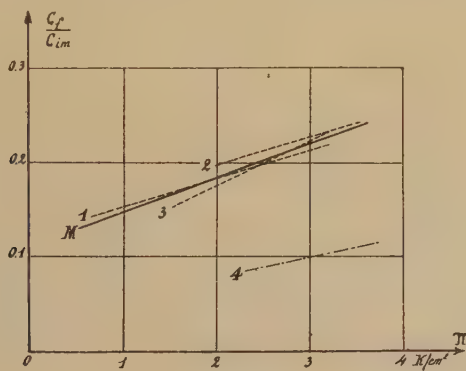


Fig. 41

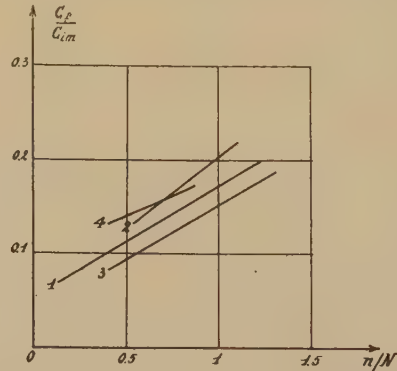


Fig. 42

Il suffit pour cela d'introduire la notion de vitesse de régime qui joue ici le même rôle que précédemment le couple moteur indiqué maximum C_{im} dans l'étude des variations de la charge.

Cette vitesse de régime N est soit la vitesse de marche normale au régulateur pour les moteurs à régime fixe, soit la vitesse correspondant à la puissance maxima pour les moteurs à régime variable, et l'on a ici pour les différents moteurs.

$N = 200$ t./m.	200 t./m.	220 t./m.	4.500 t./m.
-----------------	-------------	-------------	---------------

En prenant alors comme variable le quotient n , les quatre expressions ci-dessus, deviennent toujours dans le même ordre :

$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,0525 + 0,118 \frac{n}{N}$	Winterthur 30 CV	(Droite 1)
$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,051 + 0,151 \frac{n}{N}$	S. M. I. M. 60 CV	(Droite 2)
$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,035 + 0,115 \frac{n}{N}$	S. M. I. M. 35 CV	(Droite 3)
$\frac{C_f}{C_{im}} = 0,095 + 0,088 \frac{n}{N}$	P. S. 3 CV	(Droite 4)

L'analogie entre les différentes expressions est moindre que celle observée précédemment dans les expressions en n , elle est néanmoins assez remarquable en raison des dissemblances entre le moteur P. S. et les machines à gaz avec lesquelles il se trouve comparé.

La figure 42 tracée en portant $\frac{n}{N}$ en abscisses $\frac{C_f}{C_{im}}$ en ordonnées montre, en effet, que la droite

représentative du petit moteur ne se place pas nettement en dehors de celles qui correspondent aux grosses machines. Surtout aux vitesses d'utilisation normales, toujours plus voisines de l'allure de régime N que de zéro.

Nous croyons donc être en droit de conclure que la relation linéaire liant dans les moteurs le couple résistant dû aux frottements à leur vitesse de rotation, est la constatation d'une loi assez générale, puisqu'elle se retrouve pour des machines aussi dissemblables qu'un petit moteur à deux temps tournant à 4.500 t./m. et pesant 3 kg. par cheval d'une part, et, d'autre part, de gros moteurs fixes à gaz à quatre temps tournant à 200 t./m. et pesant plus de 100 kg. par cheval.

Il ne saurait, toutefois, être question de se servir dans des cas aussi différents des mêmes coefficients et il sera nécessaire d'étudier de nombreux moteurs se rattachant à des types nettement différenciés pour obtenir une connaissance convenablement assurée des valeurs convenant à tel ou tel type de moteur.

Nous espérons avoir montré, par ces quelques exemples, que la voie que nous avons suivie jusqu'à présent n'a conduit à aucun insuccès de principe, puisque les résultats obtenus forment un ensemble cohérent. Il convient, par suite, d'y persévérer, dans l'espoir d'apporter quelque lumière dans l'étude des pertes par frottement dans les moteurs à explosions, question restée en somme assez obscure, puisque les travaux publiés sur ce sujet et dont nous avons résumé les principaux en commençant, n'ont fait ressortir aucune relation générale entre les phénomènes et ont même présenté parfois des résultats discordants.

L'intérêt qui s'attache à ces questions est, en effet, considérable et justifierait entièrement de nouvelles études : il dépasse de beaucoup, pour peu qu'on y réfléchisse, le cadre où s'est trouvé enfermé le présent travail par suite des possibilités matérielles restreintes que nous avons pu réunir.

Parmi les facteurs qui limitent le rendement utile $\frac{A Pu}{Q}$ des machines motrices, les pertes par frottement jouent un rôle important et parfois méconnu : nous l'avons fait remarquer dès le début et il ne nous paraît pas inutile d'y revenir en fait de conclusion.

En effet, le progrès continu des produits de la métallurgie moderne au point de vue de la résistance aux fatigues mécanique ou thermique permet indiscutablement un progrès corrélatif dans l'utilisation de la chaleur par les machines motrices, et l'on sait de reste l'importance immense que présente cette question qui domine l'industrie moderne toute entière.

Mais la possibilité d'accroître le rendement thermique d'un cycle déterminé, nécessite presque inévitablement l'utilisation d'écartis plus importants entre les états extrêmes du fluide évoluant. Il en résulte une diminution correspondante de $\frac{p_i}{p_m}$, rapport de la pression moyenne indiquée p à la pression maxima p_i mise en jeu par l'explosion ou la combustion de la charge, et la diminution de ce rapport fait inévitablement baisser le rendement organique.

On conçoit aisément, sans qu'il soit besoin d'entrer dans le détail, que l'augmentation, à pression moyenne indiquée p_i constante, de la pression maxima p_m , ait pour résultat d'augmenter la pression moyenne Π au diagramme développé : le mode de calcul de Π rend le fait évident. Or, nous avons montré que pour une machine motrice donnée, à un accroissement de Π correspond un accroissement du couple résistant de frottement C_f .

Dans ces conditions, le rendement organique de la machine s'abaisse et son rendement utile, produit du rendement thermique indiqué par le rendement organique, peut parfaitement ne pas se trouver amélioré par l'accroissement de rendement du cycle réalisé.

On voit ainsi apparaître nettement l'importance que présente un progrès dans la voie de l'amélioration du rendement organique : mieux encore, on distingue parmi les pertes par frottement celles qui sont particulièrement nuisibles au point de vue du progrès du rendement utile des machines, et qui sont les pertes croissantes avec Π .

Ainsi donc, les pertes par frottement interviennent pour limiter l'étendue des gains sur l'utilisation des machines motrices que permet l'emploi de matériaux de qualité croissante, et leur connaissance de plus en plus précise, celle de leurs variations et de leur répartition, mettra progressivement en évidence leurs origines et les moyens les plus appropriés à leur réduction.

Leur étude apparaît féconde en résultats pratiques certains, puisqu'elle fait espérer, outre le gain directement réalisé par leur diminution, le moyen de poursuivre une amélioration des cycles utilisés dans les limites permises par les matériaux dont on dispose.

Il est seulement regrettable que cette étude présente tant de difficultés en raison des ressources expérimentales considérables qu'il est nécessaire de mettre en œuvre pour la poursuivre avec fruit.

Qu'il nous soit permis, en terminant, d'adresser ici l'expression de notre reconnaissance à tous ceux qui ont bien voulu aider à la réalisation de ce travail.

A M. le Professeur Kœnigs, dans le Laboratoire duquel a été poursuivi l'essentiel de nos expériences et dont l'intérêt à notre égard ne s'est jamais démenti.

A M. J. Auclair, Président du Comité de Mécanique des Inventions, dont les précieux conseils ne nous ont pas fait défaut et qui a bien voulu guider nos premières expériences.

A la Société des Moteurs et d'Industrie Mécanique qui nous a ouvert ses ateliers pour y étudier plusieurs de ses moteurs S. M. I. M., et, particulièrement, à M. J. Brunswick, Ingénieur, chef du Service des Moteurs à gaz, qui s'est personnellement intéressé à nos recherches.

A M. le Lieutenant-Colonel Robert, Chef de la Section des Recherches du Service Technique de l'Aéronautique pour l'intérêt qu'il a porté à notre travail, dont il a bien voulu faire assurer la publication.

Paris, Avril 1924

A. PLANIOL.

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

ASSISTANCE A L'AVANCEMENT
DES PETITES CARÈNES

Vu et approuvé :

Paris, le 19 mai 1924

Le Doyen de la Faculté des Sciences,

M. MOLLIARD.

Vu et permis d'imprimer :

Le Recteur de l'Académie de Paris

Pour le Recteur

L'Inspecteur d'Académie,

MAURELLET.

